

TUGAS SARJANA

PERENCANAAN KETEL UAP
KAPASITAS 2500 KG/JAM UAP JENUH
PADA TEKANAN KERJA 15 BAR ABSOLUT
DENGAN BAHAN BAKAR BAGASSE

Diajukan Untuk Memenuhi
Persyaratan Ujian Sarjana
Jurusan Teknik Mesin



Disusun Oleh ;

SUYATNO
M.101.84.0057

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO
SEMARANG
1991



**DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO**

JL. HAYAM WURUK No. 5 - 7 — TELP. 311516 - 517 — TELEX 22315 — SEMARANG

TS. 3

TUGAS SARJANA

Diberikan kepada : S u y a t n o NIM : M.101.84.0057

Dosen pembimbing : Ir. Slamet Waluyo

Co. Pembimbing : Ir. Ariyanto

Jangka waktu
Penyelesaian : 7 bulan


Judul : Perencanaan Ketel Uap dengan bahan
bakar baggase.

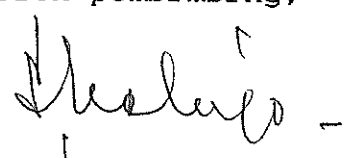
Isi tugas : Rencanakan sebuah ketel, dengan bahan
bakar yang digunakan ampas tebu.
Produksi uapnya 2500 kg/jam uap jenuh.
Tekanan kerja ketel 15 bar absolut.
Temperatur air masuk ketel 27 °C.
Udara luar bertemperatur 30 °C.
Desain susunan ketel uap tersebut.

Semarang, 15 Juli 1990

Co Pembimbing

Dosen pembimbing,


Ir. Ariyanto
NIP : 131 353 692


Ir. Slamet Waluyo
NRP : 1370 / P

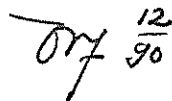
LEMBAR PENGESAHAN

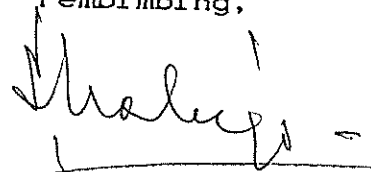
Tugas Sarjana ini, telah disetujui dan disyahkan,

Semarang,

Co. Pembimbing

Pembimbing,

 12/90



Ir. Ariyanto

Ir. Slamet Waluyo

NIP : 131 353 692

NRP : 1370/P

KATA PENGANTAR

Dengan memanjatkan syukur Alhamdulillah kehadlirat Allah, atas segala karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas ini dengan baik.

Tugas Sarjana yang diberikan dari pembimbing adalah merupakan syarat penulis untuk dapat mengikuti ujian sarjana di Teknik Mesin Universitas Diponegoro Semarang.

Pada kesempatan ini, penyusun mengucapkan banyak terima kasih kepada Yang Terhormat :

1. Bapak Ir. Slamet Waluyo, selaku pembimbing tugas sarjana, yang telah berkenan meluangkan waktu untuk membimbing penyusun.
 2. Bapak Ir. Ariyanto, selaku Co pembimbing, yang telah banyak membantu memecahkan masalah sehingga terselesaikannya tugas ini.
 3. Ketua jurusan Teknik Mesin Undip beserta staff dosen yang telah memberikan dasar-dasar pelajaran dalam kuliah.
 4. Rekan-rekan mahasiswa Mesin serta semua pihak yang tidak dapat penyusun sebutkan satu persatu
- Akhir kata, semoga tugas ini dapat bermanfaat bagi pihak yang memerlukannya.

Semarang, Januari 1991

Penyusun

DAFTAR ISI

	Halaman
JUDUL TUGAS PERENCANAAN	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
KATA PENGANTAR	iii
DAFTAR ISI	iv
BAB I : PENDAHULUAN	1
1.1. Latar belakang masalah	1
1.2. Tujuan perencanaan	2
1.3. Batasan perencanaan	2
BAB II : PEMILIHAN JENIS KETEL	3
2.1. Klasifikasi ketel	3
2.1.1. Ketel pipa api	5
2.1.2. Ketel pipa air	7
2.1.3. Ketel istimewa	9
2.2. Pemilihan jenis ketel	11
2.3. Ketel Horizontal Return Tubular	12
2.4. Ukuran silinder ketel H.R.T	13
BAB III: BAHAN BAKAR	15
3.1. Penggolongan bahan bakar	15
3.2. Prinsip pembakaran	15
3.3. Reaksi pembakaran	17
3.4. Bahan bakar ampas tebu (bagasse)	19
3.5. Keperluan udara	21
3.5.1. Reaksi unsur bahan bakar dengan ... oksigen	22

3.5.2. Udara berlebih	24
3.5.3. Pengaruh kelembaban udara	26
3.6. Gas asap	27
3.7. Perhitungan kalor	29
3.7.1. Kerugian cerobong (σ_A)	30
3.7.2. Kerugian pada pembakaran (σ_u)	34
3.7.3. Kerugian pancaran (σ_{st})	35
3.7.4. Kerugian panas yang terserap oleh .. slag (σ_w)	36
3.7.5. Kerugian kalor tidak terhitung (σ_b)	37
3.8. Efisiensi ketel	38
3.9. Perhitungan pemakaian bahan bakar	38
3.10. Laju pemakaian udara	39
BAB IV : PERENCANAAN RANGKA BAKAR DAN RUANG BAKAR	41
4.1. Karakteristik bahan bakar	41
4.2. Pemilihan ruang bakar dan rangka bakar ...	41
4.3. Dimensi rangka bakar	48
4.4. Dimensi ruang bakar	50
BAB V : PERPINDAHAN PANAS	52
5.1. Bidang Pemanas I	52
5.1.1. Derajat kehitaman ruang bakar	53
5.1.2. Derajat kehitaman badan api	55
5.1.2.1. Derajat kehitaman gas asap ...	56
5.1.2.2. Derajat kehitaman nyala api ..	59
5.1.3. Pemeriksaan temperatur akhir	60
5.1.4. Perpindahan panas pada bidang-.. pemanas I	62

5.2. Bidang Pemanas II	63
5.2.1. Koefisien perpindahan panas radiasi pada B.P. II.....	66
5.2.2. Koefisien perpindahan panas konveksi pada bidang pemanas II	68
5.2.3. Perpindahan panas pada B.P. II	69
5.2.4. Pemeriksaan temperatur	70
5.3. Bidang Pemanas III	72
5.3.1. Perpindahan panas pada bidang pemanas III	72
5.3.2. Pemilihan pipa gas asap	72
5.3.3. Koefisien perpindahan panas pada - pada bidang pemanas III	73
5.3.3.a. Koefisien perpindahan panas konveksi B.P III	75
5.3.3.b. Koefisien perpindahan panas radiasi B.P III	77
5.3.4. Pemeriksaan kalor pada bidang pemanas III	77
5.3.5. Pemeriksaan temperatur	79
BAB VI : CEROBONG ASAP	81
6.1. Pemilihan cerobong asap	81
6.2. Dimensi cerobong	82
6.2.1. Tinggi cerobong	82
6.2.2. Diameter cerobong	84
6.3. Kerugian tekanan	86
6.3.1. Kerugian tekanan pada pipa gas	

asap	86
6.3.2. Kerugian tekanan pada cerobong asap	88
6.3.3. Kerugian tekanan pada timbunan bahan bakar	88
6.3.4. Kerugian tekanan gas asap masuk dan keluar pipa api	90
BAB VII: KONSTRUKSI KETEL	92
7.1. Berat beban	92
7.1.1. Berat air pengisi	92
7.1.2. Berat silinder ketel	93
7.1.3. Berat pipa gas asap	94
7.1.4. Berat peralatan bantu (appendage)	94
7.2. Silinder ketel	94
7.3. Batang penggantung	96
7.4. Batang penahan	97
7.5. Batang penyangga	98
7.6. Penggantung ketel	100
7.7. Pipa penahan	103
7.8. Luas bidang pemanasan	106
BAB VIII: APPENDAGE KETEL	108
8.1. Man hole	108
8.2. Gelas penduga	109
8.3. Manometer	109
8.4. Peluit bahaya	110
8.5. Katup pembilas	110
8.6. Katup pengaman	114

8.7. Alat pengisi air ketel	114
8.8. Katup pada saluran uap	116
BAB IX : KESIMPULAN	118
DAFTAR PUSTAKA	120
DAFTAR NOTASI	122
APPENDIX	
GAMBAR TEKNIK KETEL HORIZONTAL RETURN TUBULAR	

BAB I

PENDAHULUAN

2500 kg/jam
13 bar abs
220 air
30 liter
mengalir

1.1. Latar belakang masalah

Pada dewasa ini, industri berkembang pesat sejalan dengan kemajuan teknologi. Sumber energi sangat diperlukan untuk beroperasinya suatu industri. Uap panas sebagai sumber energi banyak digunakan untuk berbagai keperluan, antara lain untuk instalasi tenaga atau untuk pembangkit tenaga melalui turbin uap.

Uap air tersebut didapatkan dengan bantuan alat pengkonversi energi yaitu alat yang mampu merubah air menjadi uap air. Alat ini dikenal orang dengan nama ketel uap, yaitu alat perubah air menjadi uap air yang berenergi tinggi.

Hasil samping dari proses penggilingan tebu pada pabrik gula adalah ampas tebu. Pemanfaatan ampas tebu sebagai bahan bakar ketel uap sangat dimungkinkan, karena ampas tebu mengandung unsur-unsur seperti C, H, O, S dan lain-lainnya. Unsur-unsur tersebut bila direaksikan dengan oksigen pada kondisi tertentu akan menghasilkan sejumlah kalor pembakaran.

Pada ketel uap, seringkali ditambahkan alat-alat lain untuk berbagai tujuan. Ekonomizer merupakan peralatan tambahan untuk memanaskan air pengisian ketel. Apabila akan dikehendaki uap panas lanjut, dapat ditambahkan alat pemanas lanjut (superheater) pada instalasi ketel. Selanjutnya, agar uap dapat berfungsi

dengan baik, perlu dipasangkan peralatan bantu (appendage) yang sesuai.

1.2. Tujuan perencanaan

Direncanakan sebuah ketel uap yang mampu menghasilkan 2,5 ton/jam uap jenuh pada tekanan 15 bar absolut. Ketel uap tersebut sebagai bahan bakarnya dengan memanfaatkan ampas tebu (baggase).

Air masuk ke ketel pada temperatur 27 °C. Kondisi udara luar dengan temperatur 30 °C.

1.3. Batasan perencanaan

Bertitik tolak dari data perencanaan, terlebih dahulu dilakukan analisa bahan bakar untuk memperkirakan jumlah bahan bakar yang diperlukan dalam pembakaran serta produksi gas asap yang dihasilkan, sehingga dapat dipilih jenis ketel yang sesuai dengan tujuan perencanaan. Persyaratan-persyaratan untuk memudahkan perhitungan dapat diambil.

BAB II

PEMILIHAN JENIS KETEL

Pada perencanaan suatu ketel, yang terpenting adalah ketel tersebut mampu menyerap kalor secara maksimum. Kalor tersebut berasal dari energi yang dilepas oleh proses pembakaran bahan bakar didalam ruang bakar.

Suatu ketel dikatakan ideal apabila memenuhi kriteria-kriteria sebagai berikut;

- a. Konstruksinya sederhana dan ongkos perawatannya murah.
- b. Ruang bakar terletak sedemikian sehingga menghasilkan pembakaran yang efisien.
- c. Menghasilkan uap yang bersih, sirkulasi airnya baik, ruang uap dan air yang baik.
- d. Mudah dalam perawatan.
- e. Tanggap terhadap perubahan beban yang tiba-tiba.
- f. Memenuhi kode keamanan menurut standard tertentu, misalnya ASME Boiler and Pressure Vessel Code .

2.1. Klasifikasi ketel

Ketel uap dapat diklasifikasikan menurut (ref.3 hal.5) :

- Penggunaannya
- Tekanan kerja
- Bentuk umum
- Material ketel
- Jenis bahan bakarnya

- konstruksinya
- Fluida kerja
- Posisi dan ruang bakar
- Ukuran
- Penyalaan
- Bentuk pipa dan Silinder ketel
- Tempat pertama dibuat atau penemunya
- Sirkulasi

Klasifikasi ketel menurut tujuan penggunaannya:

- Ketel uap pembangkit tenaga
- Ketel uap untuk proses pemanasan

Klasifikasi ketel berdasarkan pemakaiannya :

- Ketel stasioner/ketel tetap
yaitu ketel yang didudukkan di atas pondasi yang tetap
- Ketel mobil atau ketel pindah (portabel boiler) yaitu ketel yang dipasang pada pondasi yang berpindah-pindah, contohnya boiler lokomotif

Klasifikasi ketel menurut letak dapur (furnace position) dapat di golongankan :

- Ketel dengan pembakaran di dalam , dimana dapur berada dibagian dalam ketel.
- Ketel dengan pembakaran diluar, yaitu letak dapur berada di luar ketel.

Klasifikasi ketel berdasarkan sirkulasi atau peredaran air ketel, dapat dibedakan :

- Ketel dengan peredaran /sirkulasi alam.

-Ketel dengan sirkulasi paksa.

Berdasarkan sumber panas untuk pembuatan uapnya, ketel dibedakan :

- Ketel uap dengan bahan bakar buatan
- Ketel uap dengan bahan bakar alami
- Ketel uap dengan energi listrik
- Ketel uap dengan energi nuklir.

Berdasarkan bentuk umum serta posisi air dan gas asap (fluida kerja dan konstruksinya) ketel dapat dibedakan :

1. Ketel pipa api
2. Ketel pipa air
3. Ketel pipa istimewa

2.1.1. Ketel pipa api

Pada ketel pipa api, gas asap mengalir didalam pipa-pipa api. Sedangkan air menggenangi pipa dibagian luar. Karena gas asap mengalir di dalam pipa, maka luas bidang pemanasnya identik dengan diameter dalam dari pipa-pipa, atau boleh dikatakan proses perpindahan panasnya terjadi lewat dinding-dinding pipa api.

Untuk memperbesar bidang pemanas, maka beberapa jenis ketel ini menggunakan sebuah pipa dengan diameter besar, dinamakan lorong api. Lorong api ini berfungsi sebagai penyalur gas asap dan dinding lorong dibuat

bergelombang.

Jumlah air di dalam tangki ketel pipa api biasanya cukup besar, sedangkan bidang pemanasnya relatif lebih kecil. Hal ini menyebabkan ketel pipa api membutuhkan waktu yang lama untuk menguapkan air dan mencapai tekanan kerja yang dibutuhkan. Maka dari itu, tekanan dan kapasitas ketel uap jenis ini selalu dibatasi. Tetapi jenis ketel ini mempunyai keuntungan lebih tahan terhadap perubahan beban .

Klasifikasi ketel pipa api adalah,

A. Dengan ruang bakar luar (external furnace);

- Horizontal return tubular
- Short fire box
- Compact

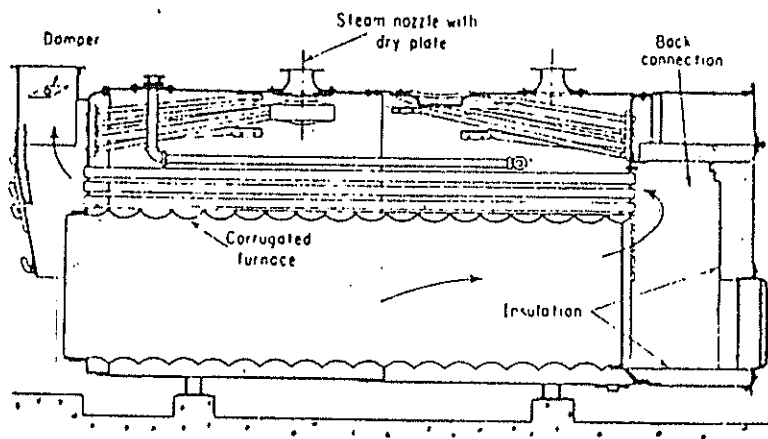
B. Dengan ruang bakar dalam (internal furnace)

1. Horizontal return tubular

- Locomotif
- Short firebox
- Package schotch

2. Vertical tubular atau vertical boiler

- Residential
- Steam jenny plain atau sub merged head;
 - i .Straight shell
 - ii. Manning
 - iii. Tapered course.



Gambar.2.1.Ketel Scotch.

2.1.2.Ketel Pipa Air

Ketel jenis ini prinsipnya berkebalikan dengan ketel pipa api diatas. Dimana pada ketel ini, air didalam akan menangkap kalor yang dilepaskan oleh gas yang terletak diluar pipa melalui bidang pemanasnya. Pada ketel pipa air ini, luas bidang pemanasnya proporsional dengan diameter luar dari pipa-pipa yang digunakan. Maka untuk ukuran pipa yang sama, ketel pipa air mempunyai bidang pemanas yang lebih luas. Bidang pemanas pipa air dapat dibuat lebih besar lagi dengan cara memperbanyak pipa-pipa airnya, sehingga proses penguapan dapat terjadi dengan cepat.

Kapasitas dan tekanan kerja ketel pipa air mempunyai range/batas yang lebih luas dibandingkan dengan ketel pipa api, karena

tidak dibatasi oleh makin tebalnya dinding pipa yang digunakan. Dengan kata lain, tekanan kerja ketel pipa air rata-rata lebih tinggi dibanding dari ketel pipa api. Pada ketel pipa air, tekanan yang tinggi dapat disetarakan dengan diameter pipa yang kecil. Sedangkan pada ketel pipa api, untuk tekanan yang sama membutuhkan silinder ketel yang tebal.

Dengan karakteristik ini, ketel pipa air cocok digunakan pada tekanan kerja yang tinggi dan kapasitas pembentukan uap yang besar. Kelemahan ketel pipa air adalah peka terhadap perubahan beban.

Klasifikasi ketel pipa air adalah;

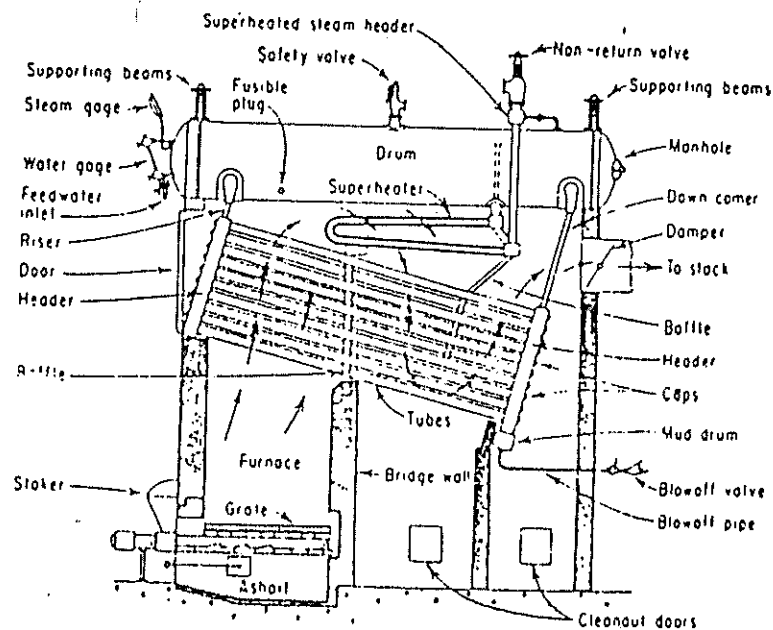
I Ketel pipa air dengan pipa lurus (horizontal straight tube boiler)

- Box header
- Sectional header
- Longitudinal drum
- Cross drum
- Portabel fire fox straight water tube.

II. Ketel pipa air dengan pipa lengkung (bent tube boiler)

- 4 drum
- 3 drum
- Low head 3 drum
- 2 drum, vertikal drum
- 2 drum, inclined drum

- 3 drum "A"
- Long and shorty 2 drum
- 2 drum "O".



Gambar 2.2. Ketel pipa air.

2.1.3. Ketel istimewa

Ketel istimewa ini biasanya bekerja pada tekanan super kritis yaitu tekanan diatas 220 atm. Untuk memisahkan uap dari air, ketel istimewa ini menggunakan prinsip sirkulasi paksa, yang biasanya dilaksanakan dengan memakai pompa-pompa.

Yang termasuk ketel istimewa adalah;

-Ketel Loffler

-ketel Velox

-ketel Benson dan ketel La Mont.

Penggolongan ketel berdasarkan tekanan kerja dan kapasitasnya;

Tabel.2.1.Spesifikasi ketel (ref.17)

Jenis	Tekanan (bar)	Produksi uap (Ton/jam)
Ketel Pipa Api; H.R.T	÷ 17	0,5 ÷ 7
Short firebox	÷ 17	÷ 7
Compact	÷ 17	0,2 ÷ 7
Schotch	14	÷ 7,5
Vertical turbular	÷ 17	1,5
Locomotif	16 ÷ 20	18
Ketel pipa air; Horizontal straight tube boiler -Box header	11 ÷ 17	1,8 ÷ 22,5
-Longitudinal drum	10 ÷ 40	4 ÷ 30
Bent tube boiler;		
2 drum	8 ÷ 120	5 ÷ 300
3 drum	8 ÷ 40	5 ÷ 300
4 drum	11 ÷ 57	4,5
Ketel istimewa; La Mont	10 ÷ 130	2 ÷ 300

Velox	20 ÷ 75	10 ÷ 150
Loffler	100 ÷ 140	20 ÷ 150
Benson	40 ÷ 350	20 ÷ 100

2.2. Pemilihan jenis ketel.

Data-data utama perencanaan ketel adalah sebagai berikut;

1. Produksi uap yang dihasilkan (D) = 2,5 ton/jam.

Tekanan kerja ketel (P) = 15 bar absolut.

2. Air masuk ke ketel pada temperatur = 27°C

3. Udara luar dengan temperatur (θ_L) = 30° C

Kelembaban (x) = 75 %

4. Bahan bakarnya adalah ampas tebu.

Kalau ditinjau dari tekanan kerja dan produksi uap yang dihasilkan, maka ketel ini termasuk ketel dengan kapasitas rendah.

Agar ketel yang dipilih sesuai dengan kondisi kerja maka perlu diperhatikan pertimbangan -pertimbangan sebagai berikut;

a. Ketel dengan tekanan kerja = 15 bar absolut dan laju produksi uap = 2,5 ton/jam, memenuhi untuk semua jenis ketel pipa api.

b. Bila dibandingkan dengan ketel pipa air, ketel pipa api lebih mudah dalam perawatannya, terutama dalam hal pembersihan kerak air dan slag bahan bakar yang menempel pada pipa.

c. Ampas tebu sebagai bahan bakar mempunyai nilai kalor

- yang rendah . Berarti untuk menghasilkan panas yang cukup, guna menguapkan air, diperlukan ampas tebu yang besar. Dari karakteristik ampas tebu tersebut, diperlukan ruang bakar yang besar. Sehingga, ketel dengan ruang bakar dalam (internal furnace) yang ruang bakarnya relatif kecil , disini tidak cocok.
- d.Hasil dari penguapan ketel adalah uap jenuh, maka ketel direncanakan tidak memakai alat pemanas lanjut (super heater).
- e.Air masuk ke ketel seperti yang disyaratkan yaitu 27°C , maka tidak diperlukan economizer.

Kalau ditinjau dari pertimbangan diatas, maka dipilih ketel jenis Horizontal Return Tubular, dengan ruang bakar luar (external furnace). Hal ini juga mempertimbangkan hal-hal yang dimiliki ketel H.R T, yaitu;

- Konstruksinya sederhana dan ringkas.
- Beaya operasional lebih rendah.
- Efisiensinya cukup besar.

2.3.Ketel uap Horizontal Return Tubular.

Ketel ini mempunyai konstruksi berbentuk tangki silindris. Didalam tangki terdapat pipa-pipa memanjang, sebagai bidang pemanas dan penyalur gas asap hasil pembakaran bahan bakar. Ruang bakar yang telah dipilih akan diletakkan dibagian depan bawah dari ketel.

Data teknis ketel H.R.T secara umum adalah

Laju produksi uap	= 0,5 - 7 ton/jam
Tekanan kerja tidak lebih dari	17 bar mutlak
Efisiensi	= 70% ÷ 75%
Diameter tangki maksimum,	= 2,43 meter
Panjang tangki	= 3 ÷ 6,1 M
Tebal dinding silinder minimal	= 19 mm
Diameter pipa api maksimum	= 100 mm
Luas bidang pemanas	= 15 ÷ 350 m ²
Beban bidang pemanas	= 17 ÷ 25 kg/m ² jam

2.4. Ukuran silinder ketel H.R.T.

Bidang pemanas ketel uap (H_p), selain silinder dibagian bawah juga pada pipa-pipa gas asap.

Besarnya H_p adalah ;

$$H_p = (\pi . D_1 / 2 . L_k) + (\pi . d_{pd} . L . Z) + (D_d^2 . (\pi - (\beta - \sin \beta) . 0,5 - \pi . d_{p1}^2 . Z)$$

dimana,

D = produksi gas asap ; 2500 kg/jam.

D_d = diameter dalam dari tangki ketel; direncanakan
2,2 meter

D_1 = diameter luar tangki ketel; diperkirakan
2,24 meter

d_{pd} = diameter dalam pipa api, diperkirakan
0,077 meter

d_{p1} = diameter luar pipa api ; diperkirakan
0,088 meter

D/H_p = beban bidang pemanas; diambil 22 kg/m²jam

β = sudut permukaan air; direncanakan 90°

Z = jumlah pipa gas asap diambil 60

$$H_p = D \cdot H/D = 2500 \cdot 1/22 = 113,6$$

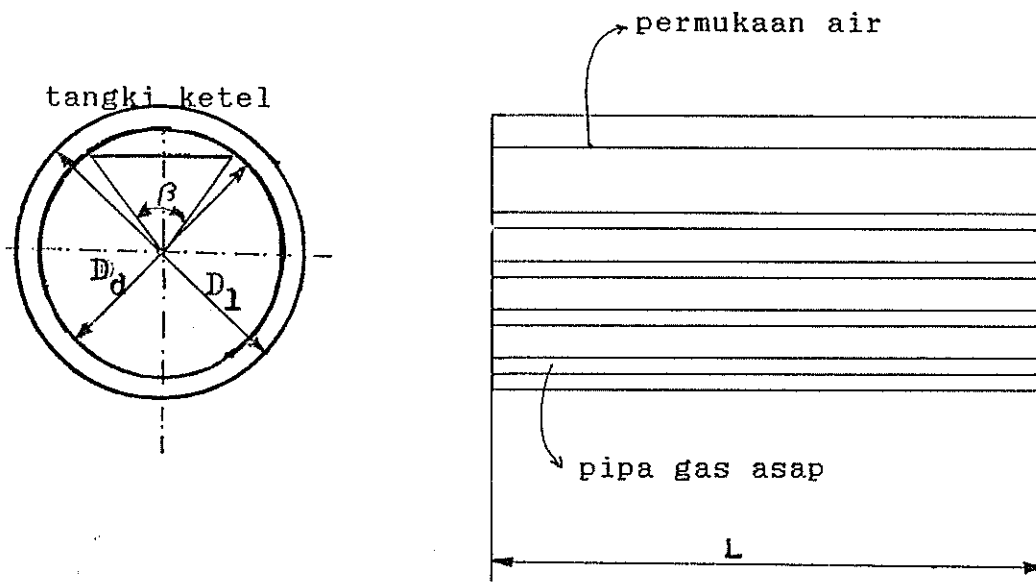
maka akan didapatkan L (panjang silinder);

dimana $L_k = L_p = L$.

$$113,6 = (\pi \cdot 2,24 \cdot L) (2L) + (\pi \cdot 0,077 \cdot L \cdot 60) \\ + ((2,2/4)^2 (\pi - (90/180 \cdot \pi - \sin 90^\circ)(0,5) - (\pi \cdot (0,088/4)^2 \cdot 60$$

$$113,3 = 3,518 L + 14,514 L + 3,456 - 0,365$$

$$L = 6,12 \text{ meter , diambil } L = 6 \text{ meter.}$$



Gambar.2.3. Penampang tangki ketel

BAB III

BAHAN BAKAR

3.1. Penggolongan bahan bakar

Pada garis besarnya bahan bakar dapat digolongkan menjadi 3 menurut wujudnya yaitu;

- bahan bakar padat
- bahan bakar cair
- bahan bakar gas.

Selain itu, bahan bakar juga digolongkan menjadi 2 menurut proses terjadinya, yaitu ;

- bahan bakar alam
- bahan bakar buatan.

Bahan bakar buatan sendiri sebenarnya berasal dari bahan bakar alam yang diproses secara khusus sehingga sifat-sifatnya juga khusus.

3.2. Prinsip pembakaran.

Supaya dapat melepaskan kalor, bahan bakar direaksikan dengan oksigen, sehingga unsur-unsur bahan bakar seperti C, H dan O akan dapat menghasilkan panas.

Nilai pembakaran bahan bakar didefinisikan sebagai jumlah energi yang dapat dilepaskan pada proses pembakaran persatuan masa atau persatuan volume bahan bakar.

Dikenal 2 jenis nilai pembakaran, yaitu ;

- Nilai pembakaran bawah (NPB)
- Nilai pembakaran atas (NPA)

Nilai pembakaran bawah terjadi apabila H_2O yang terjadi ada dalam fasa uap, sebaliknya nilai pembakaran atas terjadi apabila H_2O yang terbentuk ada dalam fasa cair. Hubungan yang terjadi antara kedua pembakaran tersebut adalah ;

$$NPA = NPB + \text{kalor pengembunan.}$$

Pada ketel uap, biasanya dipakai nilai pembakaran bawah, karena untuk menghindari terjadinya pengembunan , yang dapat mengakibatkan korosi pada ketel.

Tabel.3.1.Nilai pembakaran unsur
(ref.8)

Element or compound	Formula	Mol. wt	At 14.7 psia, 60°F		Nature		Heat value, Btu		
			Wt, lb/cu ft	Vol, cu ft/lb	Gas or solid	Combustible	Per lb	Per cu ft at 14.7 psia, 60°F	Per mol
Carbon	C	12	S	Yes	14,540	...	174,500
Hydrogen	H ₂	2.02	0.0053	188	G	Yes	61,000	325	123,100
Sulphur	S	32	S	Yes	4,050	...	129,000
Carbon monoxide	CO	28	0.0739	13.54	G	Yes	4,300	321	122,400
Methane	CH ₄	16	0.0423	23.69	G	Yes	24,000	1,012	381,000
Acetylene	C ₂ H ₂	26	0.0686	14.58	G	Yes	21,500	1,481	562,000
Ethylene	C ₂ H ₄	28	0.0739	13.54	G	Yes	22,200	1,041	622,400
Ethane	C ₂ H ₆	30	0.0792	12.61	G	Yes	22,300	1,762	668,300
Oxygen	O ₂	32	0.0814	11.81	G				
Nitrogen	N ₂	28	0.0739	13.52	G				
Air		29	0.0765	13.07	G				
Carbon dioxide	CO ₂	44	0.1161	8.61	G				
Water	H ₂ O	18	0.0175	21.06	G				

Atau,

Elemen	Nilai Pembakaran		
	Btu/lb	kCal/kg	kJ/kg
C	14540	8077,569	33820
H ₂	61000	33888,05	141886
S	4050	2250	9420,55

3.3. Reaksi pembakaran

Reaksi antara unsur C dengan O_2 menghasilkan CO_2



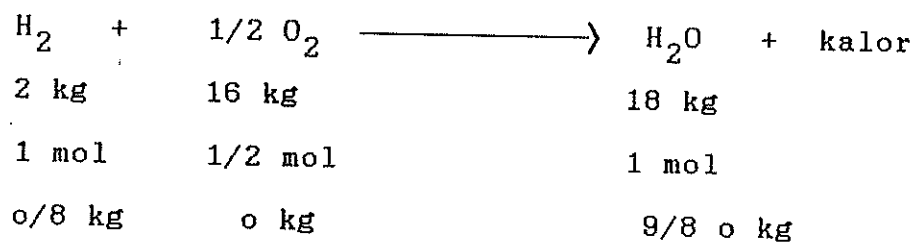
Nilai pembakaran unsur C adalah $NP(C) = 8077,569 \text{ kCal/kg}$. Jadi apabila terdapat $c \text{ kg}$ C maka nilai pembakaran unsur C = $8077,569 \text{ kCal/kg}$ bahan bakar.

Reaksi antara unsur S dengan O_2 menghasilkan SO_2



Nilai pembakaran unsur S adalah $NP(S) = 2500 \text{ kCal/kg}$
 Jadi apabila terdapat $s \text{ kg}$ S maka nilai pembakaran unsur S adalah $2500 s \text{ kCal/kg}$ bahan bakar.

Reaksi antara unsur H_2 dengan O_2 terjadi dalam 2 tahap, yaitu reaksi antara H_2 dengan O_2 dari bahan bakar itu sendiri;

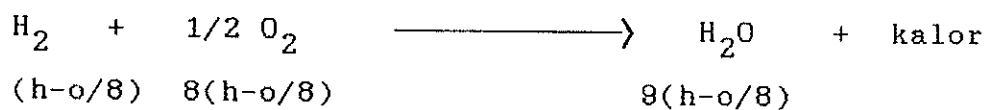


H_2 sisa adalah $(h - o/8)$.

Reaksi selanjutnya antara H_2 sisa dengan O_2 yang berasal dari udara luar.

Jumlah H_2 sekarang adalah $(h - o/8) \text{ kg}$.

Reaksi yang terjadi sekarang adalah sebagai berikut



Jika terbentuk air, nilai pembakaran atas untuk setiap kg H_2 adalah 33888,052 kCal/kg. Jadi untuk $(\text{h-o}/8)$ kg H_2 nilai pembakarannya adalah ;

$$\text{NPA} = 33888,052(\text{h-o}/8) \text{ kCal/kg bahan bakar}$$

Jika diasumsikan, semua reaksi antara H_2 dengan O_2 menghasilkan air, maka banyaknya air adalah

$$W + 9(\text{h-o}/8) + 9 \text{ o}/8 = W + 9h, \text{ dimana}$$

W = kandungan air dari bahan bakar itu sendiri.

Kalor pengembunan air adalah 600 kCal/kg air, maka untuk $(W + 9h)$ kcal/kg air atau setiap kg bahan bakar didapatkan kalor pengembunan sebesar ;

$$600 (W + 9h) \text{ kCal/kg bahan bakar.}$$

Dari hasil reaksi-reaksi diatas maka nilai pembakaran total dari suatu pembakarn bahan bakar adalah;

$$\begin{aligned} \text{NPA} = & 8077,569 \text{ c} + 33888,052(\text{h-o}/8) + 2500 \text{ s} \\ & + 600(W + 9h) \text{ kCal/kg bahan bakar.} \end{aligned}$$

Tabel.3.2.Berat atom unsur internasional.
(ref.14)

Unsur	Berat Atom	Pembulatan
C	12,01115	12
H	1,00797	1
O	15,9994	16
S	32,064	32

3.4. Bahan bakar ampas tebu (bagasse).

Komposisi ampas tebu sebagai bahan bakar dapat dilihat tabel dibawah;

Tabel.3.3. Komposisi kimia ampas tebu kering
(Referensi 7 halaman 676)

CHEMICAL COMPOSITION OF BAGASSE						
	<i>N. Deerr</i> (p. 455)	<i>Tromp</i> (I.S.J., (1938) p. 175)	<i>Kelly</i> (F.A.S., (1938) p. 61)	<i>M.R.*</i> (I.S.J., (1939) p. 69)	<i>Davies</i> (I.S.J., (1947) p. 103)	<i>Gregory</i> (F.A.S., (Dec. 1944) p. 26)
Carbon C	46.5	44	48.5	47.5	47.9	49
Hydrogen H	6.5	6	6	6.1	6.7	7.4
Oxygen O	46	48	43.3	44.4	45.4	41.8
Ash s	1	2	2.2	2	-	1.8
	100	100	100	100	100	100

* M.R. = mean of results of Kersten, Prinsen Geerligs, Bolk, v. d. Kreke and Spencer.

(The results given in the fourth column originally reported as percent on fibre, have been converted to a basis of 2% ash).

Since these variations are not large, we shall use in our calculations the following mean standard composition:

$$\begin{array}{rcl}
 C & = & 47 \% \\
 H & = & 6.5\% \\
 O & = & 44. \% \\
 E & = & 2.5\% \\
 \hline
 & & 100
 \end{array}$$

Keterangan;

M.R.* adalah harga rata-rata dari perhitungan Kersten, Prinsen, Geerligs, Bolk V.D. Kreke dan Spencer.

Dengan analisa yang bervariasi itu, maka sesuai referensi tersebut, ampas tebu terdiri dari unsur :

$$C = 47\% \qquad H = 6,5 \% \qquad O = 44 \%$$

$$\text{Ash} = 2,5\%$$

Kandungan ampas tebu bervariasi, tergantung pada ;

- jenis tebu
- Kondisi penggilingan
- Kondisi pengeringan

Sehingga nilai pembakaran ampas tebu dapat diketahui, yaitu ;

$$\text{NPB} = 8077,569 \text{ C} + 33888,052(h-o/8) + 2500 \text{ S} \\ - 600(W + 9h) \text{ kCal/kg bahan bakar.}$$

Keterangan;

C = prosentase berat Carbon dalam ampas tebu

h = prosentase berat hidrogen dalam ampas tebu

o = prosentase berat okssigen dalam ampas tebu

W = kandungan air dalam bahan bakar ampas tebu

Dalam ampas tebu yang telah dikeringkan,

kenyataannya masih mengandung kandungan air

(W), sebesar 30 sampai 50 %. Secara praktis

dalam perencanaan ini diambil W = 35 %. Maka

komposisi ampas tebu yang dikeringkan adalah

sebagai berikut :

$$\text{Karbon} = 0,65 \times 47 \% = 30,55 \%$$

$$\text{Hidrogen} = 0,65 \times 6,5 \% = 4,22 \%$$

$$\text{Oksigen} = 0,65 \times 44 \% = 28,6 \%$$

$$\text{Abu} = 0,65 \times 2,5 \% = 1,63 \%$$

$$\begin{array}{rcl} \text{Kandungan air} & = & 35 \% \\ & \hline & 100 \% & + \end{array}$$

Atau dalam 1 kg ampas tebu terdapat ;

$$\text{C} = 0,30555 \text{ kg}$$

$$\text{H} = 0,0422 \text{ kg}$$

$$\text{O} = 0,286 \text{ kg}$$

$$\text{A} = 0,0163 \text{ kg}$$

$$\text{W} = 0,35 \text{ kg}$$

(h-o/8) = sisa H₂ yang bereaksi dengan udara luar .

Energi yang digunakan untuk menguapkan H₂O

produk adalah 600 kCal/kg. Perbandingan berat

$$\begin{aligned}
 & \text{H}_2\text{O dengan H}_2 = 9 \\
 \text{NPB} &= 8077,569.(0,3055) + 33888,052.(0,0442 \\
 & \quad - \frac{0,286}{8}) + 2500 (0) - 600(0,35 + 9(0,0422)) \\
 &= 2467,697 + 286,354 - 437,88 \\
 &= 2316,171 \text{ kCal/kg bahan bakar.}
 \end{aligned}$$

3.5 Keperluan udara.

Oksigen yang dibutuhkan dalam proses pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar diambil dari udara, karena bila menggunakan oksigen murni, harganya mahal.

Jumlah udara yang diperlukan dalam proses pembakaran bahan bakar diperkirakan melalui oksigen yang dibutuhkan.

Tabel.3.4.Komposisi kimia udara kering.

(referensi 10)

Komposisi	% Volume
O ₂	21
N ₂	78,05
A _r	0,92
CO ₂	0,03

Komposisi udara kering, untuk memudahkan analisa diasumsikan terdiri dari oksigen 21% dan 79% N₂ karena unsur lainnya dapat diabaikan. Menurut hukum Avogadro, untuk gas ideal pada tekanan dan temperatur yang sama, maka 1 mol gas akan mempunyai volume yang sama dan

besarnya = $22,414 \text{ Nm}^3$. Karena adanya kompresibilitas, gas-gas pada keadaan sebenarnya akan mempunyai volume yang sedikit menyimpang seperti pada tabel dibawah :

Tabel.3.5.Mol volume dan berat spesifik (densitas)
dari beberapa gas pada 0°C .

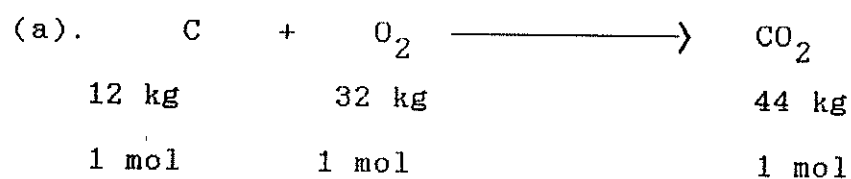
(ref.10, hal.127)

Jenis gas	Mol-Volume Nm^3/kMol	Densitas kg/Nm^3
O_2	22,4	1,429
CO_2	21,89	1,9768
SO_2	21,89	2,9263
N_2	22,4	1,2505
H_2O	22,4	0,804
CO	22,4	1,255
H_2	22,43	0,0899
Udara	22,4	1,2928

3.5.1. Reaksi unsur-unsur bahan bakar dengan oksigen.

Terlebih dahulu harus diketahui oksigen yang dibutuhkan, kemudian dengan berdasar komposisi O_2 dalam udara akan dapat dihitung jumlah keperluan udara.

Tinjau reaksi berikut ;



$$22,39 \text{ Nm}^3$$

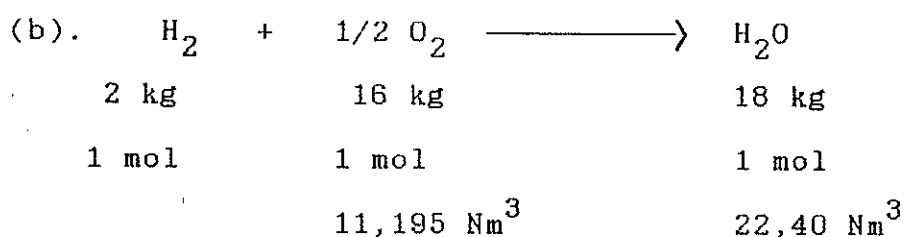
$$22,26 \text{ Nm}^3$$

Reaksi diatas didapatkan;

1 kg C perlu ($22,39/12$) $\cdot O_2$ atau $1,866 \text{ Nm}^3 O_2$

1 kg C menghasilkan ($22,26/12$) CO_2 atau

$1,855 \text{ Nm}^3 CO_2$



Dari reaksi diatas didapatkan sebagai berikut ;

1 kg H_2 memerlukan $\frac{11,195}{2} \text{ Nm}^3 O_2$ atau $5,598 \text{ Nm}^3$ oksigen.

1 kg H_2 menghasilkan $\frac{22,4}{2} \text{ Nm}^3 H_2O$.

Apabila dalam 1 kg bahan bakar terdapat

$(h-o/8)$ kg H_2 , maka diperlukan O_2 sebesar =

$(h-o/8) \cdot 5,598 \text{ Nm}^3$ dan akan dihasilkan H_2O sebesar $(h-o/8) \cdot 11,2 \text{ Nm}^3$. Maka total oksigen

teoritis minimum yang diperlukan untuk pembakaran 1 kg bahan bakar adalah ;

$$O_{2 \text{ min.}} = 1,866 C + 5,598 (h-o/8) \text{ Nm}^3.$$

Kalau ampas tebu sebagai bahan bakarnya, maka didapatkan ;

$$O_{2 \text{ min.}} = 1,866 (0,3055) + 5,598 (0,0422 - \frac{0,286}{8}).$$

$$= 0,57 + 0,036 \text{ Nm}^3 / \text{ kg bahan bakar.}$$

$$= 0,606 \text{ Nm}^3 / \text{ kg bahan bakar.}$$

Oksigen yang diperlukan untuk pembakaran diambil dari udara. Udara terdiri dari :

$$O_2 = 21 \% \quad A_r = 0,92 \%$$

$$N_2 = 78,05 \% \quad CO_2 = 0,03 \%$$

Apabila udara mengandung 21% O_2 ,maka jumlah kebutuhan udara minimum ($L_{min.}$) adalah;

$$\begin{aligned} L_{min.} &= (100/21) \cdot O_{2min.} \\ &= (100/21) (0,606) \\ &= 2,886 \quad Nm^3/kg \text{ bahan bakar.} \end{aligned}$$

3.5.2. Udara berlebih.

Agar bahan bakar dapat terbakar lebih sempurna, maka diperlukan udara berlebih sebesar ϵ . untuk bahan bakar ampas tebu, kelebihan udara dapat dilihat pada tabel berikut. Dari tabel terlihat, ampas tebu harga faktor kelebihan udara (ϵ)nya $1,25 \div 1,45$. Untuk perencanaan ini diambil harga $\epsilon = 1,35$.

Jadi banyaknya udara yang diperlukan adalah (L);

$$\begin{aligned} L &= \epsilon \cdot L_{min} \\ &= 1,35 \times 2,886 \quad Nm^3/kg. \\ &= 3,896 \quad Nm^3/kg \text{ bahan bakar.} \end{aligned}$$

Tabel.3.6. Harga ϵ (faktor kelebihan udara).
(ref.15, hal.2 - 06)

Bahan bakar	ϵ
Batu bara (coal)	1,10 ÷ 1,40
Kokas (coke)	1,20 ÷ 1,40
Kayu	1,25 ÷ 1,45
Ampas tebu (bagasse)	1,25 ÷ 1,45
Minyak	1,08 ÷ 1,15
Gas alam (natural gas)	1,05 ÷ 1,10
Gas minyak bumi (petroleum gas)	1,08 ÷ 1,15
Gas tanur tinggi	1,15 : 1,25
Gas kokas (coke oven gas)	1,05 ÷ 1,10

Kelebihan udara itu diperlukan karena pada kenyataannya udara yang masuk ruang bakar banyak mengalami rintangan-rintangan , sehingga dengan kelebihan udara diharapkan bahan bakar terbakar dengan sempurna .Jika pembakaran tidak sempurna , gas hasil pembakaran masih mengandung partikel bahan bakar yang tidak terbakar, seperti karbon atau karbon monoksida yang bersifat racun. Akan tetapi kelebihan udara akan menyebabkan temperatur gas hasil pembakaran (gas asap) menurun, karena sebagian energi yang dihasilkan dipakai untuk menaikkan temperatur udara yang tak bereaksi.

3.5.3. Pengaruh kelembaban udara.

Kelembaban udara akan mengganggu pembakaran karena oksigen yang bereaksi dengan bahan bakar akan berkurang. Maka kebutuhan udara untuk pembakaran perlu dilebihkan untuk mengatasi masalah ini. Besarnya koreksi untuk mengatasi pengaruh kelembaban udara ini tergantung dari temperatur udara dan kelembaban relatifnya, (ϕ).

Tabel.3.7.Faktor koreksi udara karena pengaruh

$$\phi = 0,8 \quad (\text{ref.10.hal 128}).$$

Temperatur	faktor f
0 °C	1,0049
10 °C	1,0098
20 °C	1,019
30 °C	1,035
40 °C	1,063

Dalam perencanaan ini, temperatur udara luar = 30 °C dengan $\phi = 0,8$, sehingga faktor koreksinya $f = 1,035$. Jadi jumlah udara sebenarnya yang dibutuhkan adalah L_w ;

$$\begin{aligned} L_w &= f \cdot L = 1,035 \cdot 3,896 \text{ Nm}^3/\text{kg B.B.} \\ &= 4,032 \text{ Nm}^3/\text{kg bahan bakar.} \end{aligned}$$

Jika masa jenis udara normal, $\rho = 1,2928 \text{ kg/Nm}^3$ pada temperatur 25° C, sehingga kebutuhan udara yang sebenarnya adalah;

$$\begin{aligned}
 L_W &= \rho \cdot L_W \\
 &= 1,2928 \cdot 4,032 \quad \text{kg/kg bahan bakar.} \\
 &= 5,213 \quad \text{kg/kg bahan bakar.}
 \end{aligned}$$

3.6. Gas asap.

Gas asap yang terjadi adalah gas hasil pembakaran antara ampas tebu dan oksigen dari udara. Gas asap yang dihasilkan dibedakan menjadi 3 macam, yaitu gas asap minimum kering, gas asap minimum basah atau uap air dan sisa udara luar yang tidak bereaksi dengan bahan bakar atau udara yang dilebihkan.

*Gas asap minimum kering.

Gas asap minimum kering ini terdiri dari gas CO_2 gas dan gas N_2 .

CO_2 yang dihasilkan per kg Karbon adalah $1,8535 \text{ Nm}^3$.

Dalam pembakaran 1 kg karbon menjadi CO_2 , dibutuhkan $1,86 \text{ Nm}^3$ Oksigen. Udara yang dibutuhkan untuk pembakaran 1 kg karbon adalah $= (100/21)(1,86) \text{ Nm}^3$

N_2 yang tersisa dari udara, setelah oksigen bereaksi dengan 1 kg C adalah $= (100/21)(1,86) - 1,86 \text{ Nm}^3$.

Maka, pada pembakaran C kg karbon dihasilkan ;

$$\text{CO}_2 = 1,8535 \cdot C$$

$$\begin{aligned}
 \text{N}_2 &= \frac{(100/21 - 1)(1,86) \cdot C}{8,85} + \\
 &\quad 8,85 \cdot C
 \end{aligned}$$

Pada pembakaran H_2 menjadi H_2O , tersisa N_2 sebagai sisa dari udara, setelah O_2 dari udara tersebut bereaksi dengan H_2 . Untuk pembakaran 1 kg Hidrogen

diperlukan $(16/2,016)$ kg $O_2 = 7,94$ kg O_2 atau $5,598$ Nm^3 . $(h - o/8)$ kg H_2 yang bereaksi menjadi H_2O akan menyisakan N_2 sebanyak $= 5,598(100/21 - 1)(h - o/8)$ Nm^3 .

Maka gas asap minimum kering, V_{min}^{tr} adalah;

$$\begin{aligned} V_{min}^{tr} &= 8,85 c + 5,56(100/21 - 1)(h - o/8) \\ &= 8,85 (0,3055) + \\ &\quad 5,56.(100/21 - 1)(0,0422 - 0,286/8) \\ &= 2,7036 + 0,1707 \quad Nm^3/kg \text{ bahan bakar.} \\ &= 2,874 Nm^3 / kg \text{ bahan bakar.} \end{aligned}$$

*Gas asap minimum basah.

Gas asap minimum basah ini terdiri dari air yang berasal dari reaksi H_2O dan O_2 serta yang berasal dari udara lembab. Jika volume spesifik uap air $= 1,24$ Nm^3/kg , maka volume air yang berasal dari reaksi adalah $= 1,24 . (W + 9h)$ Nm^3/kg bahan bakar. Sedangkan volume uap air yang berasal dari udara lembab adalah volume udara lebih akibat adanya kelembaban dikurangi udara minimum;

$$\begin{aligned} &= f . L_{min} - L_{min} \\ &= (f - 1) . L_{min} \end{aligned}$$

maka volume gas asap minimum basah total adalah

$$\begin{aligned} V_w &= 1,24 (W+9h) + (f-1) L_{min} \quad Nm^3/kg.BB \\ &= 1,24 (0,35 + 9(0,0422)) + (1,035-1)(2,886) \\ &= 1,006 Nm^3/kg BB. \end{aligned}$$

*Gas asap sisa udara luar yang tidak ikut bereaksi
(udara yang dilebihkan)

Gas asap ini terdiri dari O_2 dan N_2 yang berasal dari kelebihan udara dan tidak ikut terbakar dalam pembakaran, besarnya adalah udara total dikurangi udara teoritis sebelum dilebihkan, dikurangi udara yang mengandung air akibat adanya kelembaban.

$$\begin{aligned} &= L_w - L_{\min} - (f-1) L_{\min} \\ &= (\varepsilon - 1) \cdot f \cdot L_{\min} \\ &= (1,35 - 1)(1,035)(2,882) \\ &= 1,044 \text{ Nm}^3/\text{kg BB.} \end{aligned}$$

Maka gas asap total adalah jumlah semua gas asap menurut perhitungan diatas ;

$$\begin{aligned} V_A &= V_{\min} \cdot \text{kering} + V_w + f(\varepsilon - 1) \cdot L_{\min} \\ &\quad (\text{ref. 10 hal. 130}) \\ &= 2,874 + 1,006 + 1,044 \\ &= 4,924 \text{ Nm}^3/\text{kg bahan bakar.} \end{aligned}$$

3.7. Perhitungan kalor.

Panas yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar tidak seluruhnya panas yang dihasilkan digunakan untuk menguapkan air, karena terdapat kerugian-kerugian kalor yang tidak bisa dicegah, yang hilang dalam bentuk kerugian-kerugian panas. Hal ini dikenal dengan kerugian kalor ketel (α).

Bentuk kerugian-kerugian kalor tersebut dalam garis besarnya berasal dari ;

- Kerugian cerobong , α_A .

- Kerugian kalor karena bahan bakar tidak semua terbakar , σ_u .
- Kerugian pancaran , σ_{st} .
- Kerugian kalor yang ikut terak, atau yang terserap oleh slag , σ_w .
- Kerugian kalor karena belum setimbangnya beban (kerugian tak terhitung) , σ_B .

3.7.1. Kerugian cerobong (σ_A)

Besarnya kerugian kalor ini merupakan yang paling dominan diantara diantara kerugian kerugian kalor yang lain.

$$\sigma_A = (1 - \sigma_u) (h_A - h_L) (1/NPB) \quad , \text{dimana};$$

σ_u = kerugian kalor karena bahan bakar tidak ikut terbakar, besarnya $2\% \div 4\%$, angka praktek.

h_A = entalpi gas asap keluar cerobong , kCal/kg.

h_L = entalpi udara luar , kCal/kg

NPB= nilai pembakaran bawah ampas tebu.

Menentukan entalpi gas asap (h_A);

$$h_A = C_{PA} \cdot V_A \cdot \theta_A \quad , \text{dimana};$$

C_{PA} = panas jenis gas asap pada temperatur keluar cerobong.

V_A = volume gas asap = $4,924 \text{ Nm}^3/\text{kg.BB.}$

θ_A = temperatur gas asap keluar cerobong ,

direncanakan temperatur gas asap keluar cerobong = 300°C dan tidak dimanfaatkan lagi.

Besarnya C_{PA} = jumlah dari C_{PAi} dikalikan X_i ,
dimana C_{PAi} = panas jenis unsur-unsur gas pada
temperatur 300°C

X_i = fraksi unsur-unsur gas asap.

Tabel 3.8. Panas jenis gas pada berbagai
temperatur , ($\text{kCal/Nm}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$)
(ref. 10 , Hal. 138).

$t^{\circ}\text{C}$	H_2	N_2	CO	O_2	H_2O	CO_2	Luft
0	0.310	0.310	0.310	0.312	0.354	0.382	0.311
200	0.310	0.311	0.313	0.319	0.362	0.420	0.313
400	0.310	0.315	0.318	0.329	0.372	0.464	0.318
600	0.311	0.321	0.325	0.337	0.384	0.491	0.324
800	0.313	0.327	0.331	0.344	0.396	0.512	0.330
1000	0.316	0.333	0.337	0.360	0.409	0.530	0.336
1200	0.318	0.338	0.342	0.365	0.421	0.543	0.341
1400	0.321	0.343	0.346	0.369	0.432	0.563	0.346
1600	0.325	0.347	0.360	0.363	0.443	0.563	0.350
1800	0.328	0.361	0.364	0.366	0.453	0.572	0.354
2000	0.331	0.364	0.367	0.368	0.462	0.579	0.357
3000	0.344	0.365	0.368	0.378	0.497	0.600	0.368

Dari tabel diatas akan didapatkan dengan cara
interpolasi untuk $\theta_A = 300^{\circ}\text{C}$, yaitu ;

$$C_P \text{ CO}_2 = 0,447 \text{ kCal/Nm}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$C_P \text{ H}_2\text{O} = 0,367 \text{ kCal/Nm}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$C_P \text{ N}_2 = 0,324 \text{ kCal/Nm}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$C_P \text{ O}_2 = 0,313 \text{ kCal/Nm}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Produksi dan fraksi gas asap yang terjadi
adalah;

Berat hasil pembakaran $\text{CO}_2 = (1,8535) (\text{kadar karbon dalam bahan bakar})$

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= (1,8535) (0,3055) \\ &= 0,566 \text{ Nm}^3/\text{kg bahan bakar} . \end{aligned}$$

Berat gas asap hasil pembakaran N_2 adalah ;

jika udara mengandung 79% N_2 , maka ,

$$\begin{aligned} N_2 &= (8,85 - 1,8535) . C + \\ &\quad 5,56 . (100/21-1)(h-o/8) + 0,79 . (\varepsilon-1) . L_{\min} \\ &= (8,85 - 1,8535)(0,3055) + (5,56)(100/21 \\ &\quad - 1)(0,0422 - 0,286/8) \\ &\quad + (0,79)(1,35-1)(2,886) \\ &= 3,056 \quad Nm^3/kg \text{ bahan bakar.} \end{aligned}$$

$$\text{Berat gas asap } H_2O = (9h - W) . 1,244$$

$$\begin{aligned} &\quad + (f-1) . \varepsilon . L_{\min} \\ &= \{ (0,9079) + (0,035)(1,35)(2,88) \} \\ &= 1,044 \quad Nm^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat gas asap } O_2 &= (0,21) (\varepsilon - 1) . L_{\min} \\ &= (0,21) (1,35 - 1) (2,88) \\ &= 0,258 \quad Nm^3 \end{aligned}$$

$$\text{Total gas asap} = 4,924 \quad Nm^3.$$

$$\text{Gas asap } CO_2 = 0,566 \quad Nm^3,$$

$$N_2 = 3,056 \quad Nm^3$$

$$H_2O = 1,044 \quad Nm^3$$

$$O_2 = 0,258 \quad Nm^3$$

Komposisi gas asap (dalam % volume) adalah :

$$X_{CO_2} = (0,566/4,924) . 100 \% = 11,5 \%$$

$$X_N = (3,056/4,924) . 100 \% = 62,06 \%$$

$$X_{H_2O} = (1,044/4,924) . 100 \% = 21,2 \%$$

$$X_{O_2} = (0,258/4,924) . 100 \% = 5,24 \%$$

Tabel.3.9.Fraksi gas asap.

Gas	Produksi (Nm ³ /kg.B.B)	Fraksi % (x)
CO ₂	0,566	11,5
H ₂ O	1,044	21,2
N ₂	3,056	62,06
O ₂	0,258	5,24
Total	4,924	100 %

$$\begin{aligned}
 \text{Jadi, } C_{PA} &= X_{CO_2} \cdot C_{PCO_2} + X_{H_2O} \cdot C_{PH_2O} + X_{N_2} \cdot C_{PN_2} \\
 &\quad + X_{O_2} \cdot C_{PO_2} \\
 &= 0,115 \cdot 0,447 + 0,212 \cdot 0,367 \\
 &\quad + 0,6206 \cdot 0,324 + 0,0524 \cdot 0,313 \\
 &= 0,346 \quad \text{kCal/Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C} .
 \end{aligned}$$

Sehingga entalpi gas asap (h_A) adalah

$$\begin{aligned}
 h_A &= C_{PA} \cdot V_A \cdot \theta_A \\
 &= 0,346 \cdot 4,924 \cdot 300 \quad (\text{kCal/kg}) \\
 &= 511,11 \quad \text{kCal/kg} .
 \end{aligned}$$

Menentukan entalpi udara luar (h_L).

Entalpi udara luar dicari dengan rumus sebagai berikut ;

$$h_L = C_{PL} \cdot L_w \cdot \theta_L$$

dimana ;

C_{PL} = panas jenis udara pada temperatur diluar cerobong.

L_w = jumlah udara sebenarnya yang dibutuhkan

$$= 4,032 \text{ Nm}^3/\text{kg bahan bakar}.$$

$$\theta_L = \text{temperatur udara luar} = 30^\circ\text{C}$$

Berdasarkan tabel 3.10 didapat panas jenis udara pada temperatur 30°C adalah $0,311 \text{ kCal/Nm}^3$.

Diasumsikan $\sigma! = 4\%$.

$$\begin{aligned} h_L &= 0,311 \cdot 4,032 \cdot 30 \\ &= 37,619 \text{ kCal/kg.} \end{aligned}$$

Maka besarnya kerugian cerobong adalah ;

$$\begin{aligned} \sigma_A &= \frac{(1 - 0,04)(511,11 - 37,619)}{2316,171} \\ &= 0,196 \end{aligned}$$

3.7.2. Kerugian pada pembakaran (σ_u).

Sebagian bahan bakar (ampas tebu) di dalam ruang bakar tidak semua terbakar sempurna ,disini akan terbentuk gas yang dapat mengurangi pemanfaatan panas yang dikandung oleh bahan bakar. Adanya kandungan CO dan H_2 pada gas asap menunjukkan pembakaran tidak berjalan dengan sempurna.

$$\sigma_u = \sigma_{\text{CO}} + \sigma_{\text{H}_2} + \sigma!_u$$

dimana ;

σ_u = kerugian pada pembakaran.

σ_{CO} = pembakaran carbon tidak sempurna.

$$= K_{\text{CO}} \cdot V_A \cdot \text{NP}_{\text{CO}} \cdot (1 - \sigma!_u) (1/\text{NPB})$$

dimana , K_{CO} = fraksi volume CO dalam gas asap
= 0.

$$V_A = \text{volume gas asap (Nm}^3\text{)}$$

NP_{CO} = nilai pembakaran CO dalam gas asap.
 = 3020 kCal/Nm³

$$\sigma_{H_2} = K_{H_2} \cdot V_A \cdot NP_{H_2} \cdot (1 - \sigma_u) \left(\frac{1}{NPB} \right)$$

(menurut ref. 10 .hal.126)

dimana;

K_{H_2} = fraksi volume H₂ dalam gas asap
 = 0

V_A = volume gas asap

NP_{H_2} = nilai pembakaran H₂ dalam gas asap
 = 2570 kCal/Nm³.

Maka $\sigma_u = \sigma'_u$, kerugian akibat tidak sempurnanya pembakaran besarnya antara 2% sampai 4%. (ref 10 , hal. 156). Dalam perencanaan ini, diperkirakan kerugian ini rata-rata 4% , sehingga besarnya $\sigma_u = 0,04$.

3.7.3. Kerugian pancaran (σ_{st}).

Kerugian pancaran ini berkaitan dengan jumlah produksi uap yang dihasilkan. Bila produksi uap yang dihasilkan adalah maksimal , maka harga parameter $\psi = 1$.

$$\psi = \frac{D'}{D}$$

dimana;

D' = laju aliran uap sebenarnya

D = laju aliran uap maksimal yang dihasilkan .

Tabel.3.10.Kerugian pancaran.
(ref.10 hal.158)

Produksi uap (Ton/jam	rugi pancaran (kCal/kCal)
4	0,05
10	0,031
20	0,022
50	0,014
100	0,01

Dengan perencanaan pada kondisi $\psi = 1$, dan produksi uap (D) = 2,5 ton/jam, maka didapatkan σ_{st} dengan cara ekstrapolasi besarnya = 0,05375.

3.7.4.Kerugian panas yang terserap oleh slag (σ_w).

Kerugian ini tergantung pada bahan bakar yang digunakan dalam perencanaan, terutama prosentase abunya serta nilai pembakarannya. Besarnya kerugian σ_w adalah

$$\sigma_w = a \cdot x \cdot (C_a \cdot \theta_s + Q) \cdot \left(\frac{1}{NPB} \right)$$

Dimana;

a = prosentase abu dalam bahan bakar

= 2,5%

θ_s = temperatur abu (slag),

disini diperkirakan 500°C.

C_a = panas jenis abu , 0,19 kCal/kg.°C.

Q = kalor lebur slag, tergantung fasa

abu .

Pada pembakaran ampas tebu tidak ada abu yang mencair, maka $Q = 0$.

NPB = nilai pembakaran bawah Bahan Bakar.
= 2316,171 kCal/kg bahan bakar.

x = faktor yang tergantung pada pembakaran dengan rangka bakar.

Besarnya x adalah 0,8.

sehingga didapat,

$$\sigma_w = \frac{0,025 \cdot 0,8 \cdot (0,19 \cdot 500 - 0)}{2316,171}$$
$$= 0,00082$$

3.7.5. Kerugian karena beban belum seimbang atau kerugian kalor tidak terhitung (σ_b).

Kerugian ini terjadi pada saat awal pemanasan atau saat dioperasikan , dimana pada proses ini lebih memerlukan lebih banyak kalori sampai keadaan menjadi stasioner (menghasilkan uap). Pada saat permulaan pemanasan, sebagian kalor digunakan untuk memanaskan dinding ketel dan air sebelum dapat digunakan untuk penguapan . Apabila ketel secara kontinyu dioperasikan 8 jam atau lebih dalam sehari, maka kerugian ini dapat diabaikan atau $\sigma_B = 0$.

3.8. Efisiensi ketel.

Perbandingan antara energi yang digunakan dengan energi yang dihasilkan bahan bakar disebut efisiensi ketel uap.

Besar efisiensi ketel sesuai perhitungan sebagai berikut ;

$$\begin{aligned}\eta_k &= 1 - \sigma_A - \sigma_u - \sigma_{st} - \sigma_w - \sigma_B \\ &= 1 - 0,196 - 0,04 - 0,05375 - 0,00082 - 0 \\ &= 0,7094 \text{ , atau efisiensinya adalah } 70,94 \text{ \%}.\end{aligned}$$

Efisiensinya memenuhi persyaratan perencanaan.

3.9. Perhitungan pemakaian bahan bakar.

Jumlah kalor yang diperlukan atau kalor yang diserap air menjadi uap adalah Q_u ;

$$Q_u = D \cdot (h_u - h_w) \text{ , dimana;}$$

D = kapasitas kerja ketel uap = 2500 kg/jam.

h_u = entalpi uap jenuh pada tekanan 15 bar = 1,5 Mpa,
dicari dengan interpolasi untuk tekanan 1,5 Mpa

$$\begin{aligned}h_u &= 2790,0 + \frac{(2794 - 2790)(1,5 - 1,4)}{(1,6 - 1,4)} \\ &= 2792 \text{ kJ/kg.} \\ &= 666,841 \text{ kCal/kg.}\end{aligned}$$

h_w = entalpi air pengisi ketel pada temperatur 27°C .

$$\begin{aligned}&= 104,9 + \frac{(125,8 - 104,9)(27 - 25)}{(30 - 25)} \\ &= 113,26 \text{ kJ/kg.} \\ &= 27,05 \text{ kCal/kg.}\end{aligned}$$

Maka ;

$$\begin{aligned}Q_u &= 2500 \cdot (666,841 - 27,05) \text{ kCal/jam.} \\ &= 1599477,5 \text{ kCal/jam.}\end{aligned}$$

Jumlah kalor yang dihasilkan oleh bahan bakar (Q_{BB}) adalah ;

$$Q_{BB} = B \cdot NPB.$$

dimana;

B = laju aliran pemakaian bahan bakar.

Karena tidak seluruh kalor (Q_{BB}) ini diserap oleh air, akibat adanya kerugian-kerugian kalor, maka berlaku persamaan ;

$$B = D \cdot (h_u - h_w) \left(\frac{1}{NPB \cdot \eta_{\text{ketel}}} \right).$$

$$\begin{aligned} B &= (2500) (666,841 - 27,05) \left(\frac{1}{(2316,171)(0,7094)} \right) \\ &= \left(\frac{1598477,5}{1643,09} \right) \quad (\text{kg/jam}) \\ &= 973,457 \quad \text{kg/jam} \end{aligned}$$

Telah disebutkan didepan bahwa ada sebagian bahan bakar yang tidak ikut terbakar. Dengan demikian laju pemakaian bahan bakar yang sebenarnya adalah B_s dimana

$$\begin{aligned} B_s &= B \cdot (1 - \phi_u) \\ &= 973,457 \cdot (1 - 0,04) \text{ kg.B.B/jam.} \\ &= 934,518 \quad \text{kg bahan bakar /jam.} \end{aligned}$$

Maka jumlah kalor yang dihasilkan bahan bakar adalah;

$$\begin{aligned} Q_{BB} &= B_s \cdot NPB \\ &= (934,518) (2316,171) \text{ kCal/jam} \\ &= 2164505,807 \quad \text{kCal/jam.} \end{aligned}$$

3.10. Laju pemakaian udara.

Kebutuhan udara pembakaran yang sebenarnya persatuan waktu (L_s) adalah;

$$L_s = L_w \cdot B_s$$

L_w = jumlah udara pembakaran.

$$= 5,213 \text{ kg/kg B.B.}$$

B_s = laju pemakaian bahan bakar yang sebenarnya

$$= 934,519 \text{ kg/jam.}$$

Maka besarnya $L_s = (5,213)(934,519) \text{ kg/jam}$

$$= 4871,6 \text{ kg/jam.}$$

BAB IV

PERENCANAAN RANGKA BAKAR DAN RUANG BAKAR

4.1. Karakteristik bahan bakar.

Untuk dapat memilih ruang bakar dan rangka bakar terlebih dahulu harus diketahui karakteristik dari bahan bakar yang digunakan. Karakteristik bahan bakar ampas tebu, mempunyai nilai kalor per kg bahan bakar yang rendah apabila dibandingkan dengan bahan bakar yang lain.

Tabel.4.1. Nilai kalor bahan bakar.

Bahan bakar	Nilai kalor (kCal/kg)
Antrasit	6394 ÷ 7395
Bitumius	5838 ÷ 8006
Lignit	3614 ÷ 4448
Gas alam	445 ÷ 639
Minyak (°API)	
No 1 (35 ÷ 40)	73948 ÷ 76728
No 6 (14 ÷ 16)	83400 ÷ 86180

Karena karakteristik ampas tebu yang demikian, maka untuk menghasilkan kalor pembakaran yang tinggi, diperlukan sejumlah ampas tebu yang besar.

4.2. Pemilihan ruang bakar dan rangka bakar.

Agar pemilihan ruang bakar dan rangka bakar sesuai dengan perencanaan, maka harus memenuhi beberapa hal, yaitu ;

- Mampu menampung sejumlah ampas tebu , sehingga dapat dihasilkan panas yang cukup setiap jamnya.
- Bahan bakar dapat terbakar dengan sempurna.
- Dapat menguapkan kandungan air bahan bakar ampas tebu .
- Mudah dalam perawatan dan pengoperasiannya, serta mempunyai konstruksi yang tidak rumit.

Adapun jenis-jenis ruang bakar yang sering digunakan untuk membakar ampas tebu adalah ;

1. Dutch oven.

Pada ruang bakar jenis ini, konstruksi ruang bakarnya diletakkan sedemikian sehingga proses pembakarannya tidak mengenai dinding ketel/tangki ketel secara langsung.

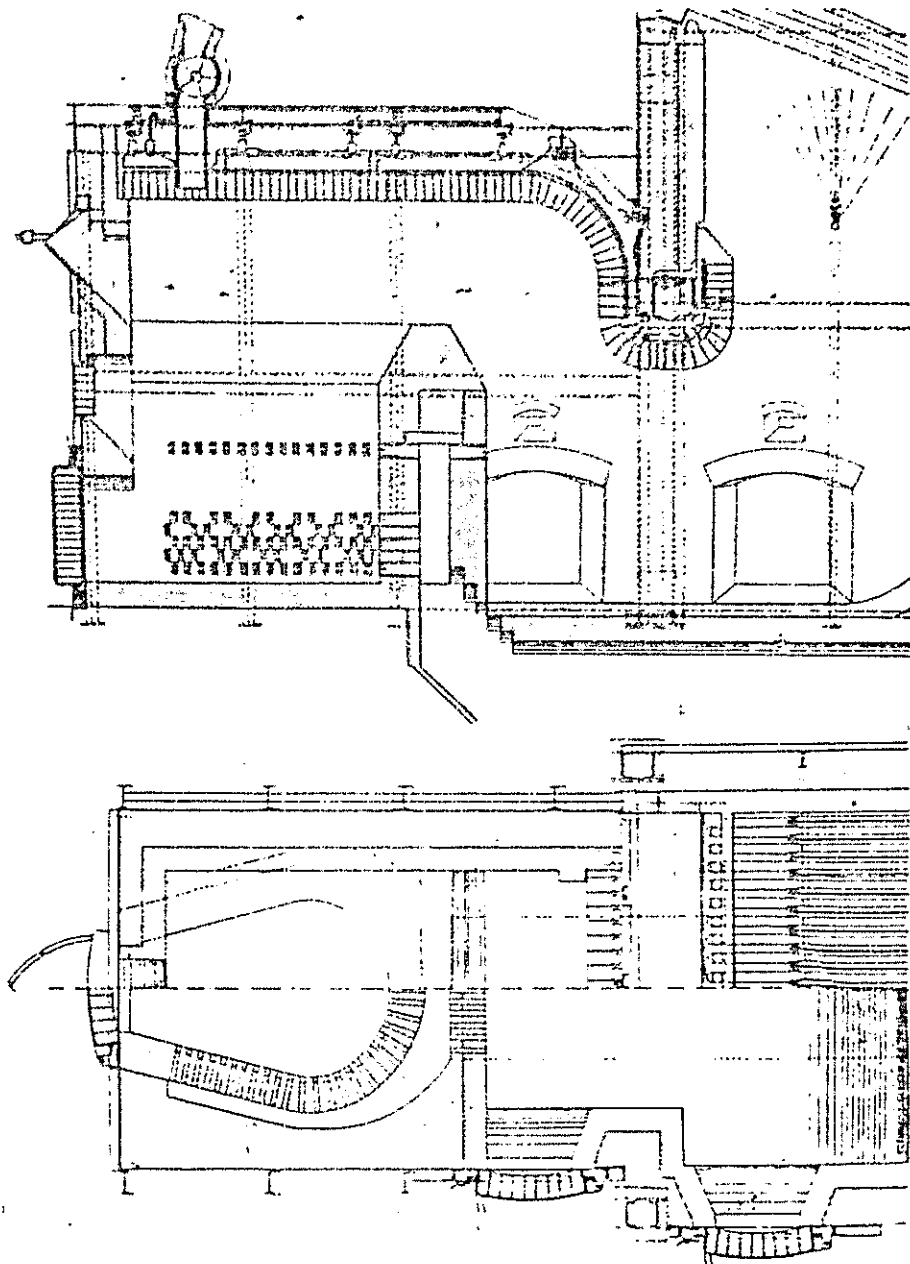
Keuntungannya dari ruang bakar ini adalah mengurangi ketinggian instalasi ketel. Tetapi mempunyai kerugian, yaitu menambah luasnya instalasi ketel.

2. Ruang bakar tapal kuda (horse shoe furnace).

Rung bakar ini mempunyai alas berbentuk sepatu kuda , dimana ruang bakar ini mempunyai ujung yang melengkung, guna memudahkan dalam pembersihan. Untuk membakar ampas tebu, bahan bakar tersebut dijatuhkan dari atas, sehingga air yang terkandung dalam bahan bakar akan sedikit teruapkan.

Biasanya ruang bakar yang dibangun menggunakan batu tahan api. Ruang bakar

diletakkan dibawah instalasi ketel. Keuntungannya adalah apabila sebagian unit dibersihkan, yang lain akan tetap berfungsi. Kerugiannya adalah sering terjadinya kerak pada rangka bakar yang menyebabkan pembuangan abu menjadi sulit ketika bahan bakar sedang terbakar.

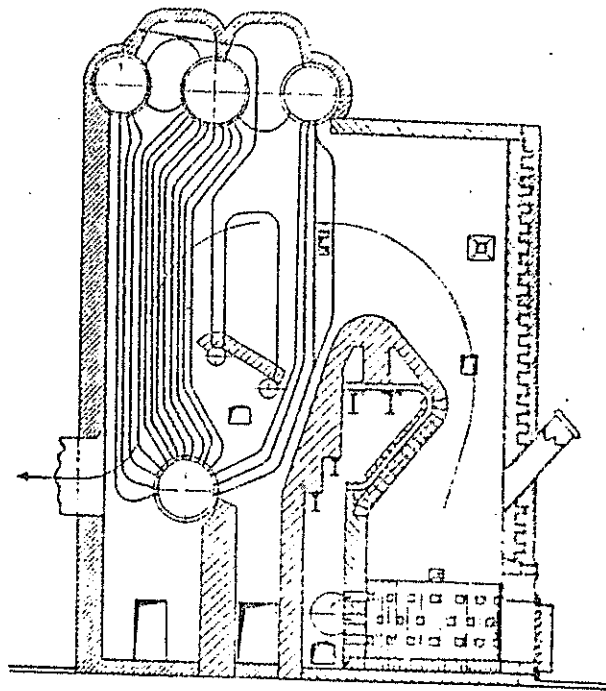


Gambar.4.1.Horse shoe furnace.

3. Ward furnace.

Ruang bakar jenis ini merupakan penyempurnaan ruang bakar tapal kuda.

Proses pemasukkan ampas tebu juga dilakukan dengan cara dijatuhkan. Perbedaannya adalah pada bagian atas ruang bakar mengecil dan lebih tinggi dan lebih tinggi. Luas alas ruang bakar tidak terlalu besar. Pembuangan abu dan pembersihan ruang bakar tidak mengganggu proses pembakaran.



Gambar.4.2 Ward furnace.

4. Ruang bakar dengan rangka bakar bertangga.

(step grate furnace).

Pada ruang bakar ini, bahan bakar dimasukkan dari atas, kemudian turun perlahan-lahan karena adanya rangka bakar yang bertangga. Biasanya rangka bakar bertangga ini mempunyai kemiringan 30° - 50° . Dengan adanya kemiringan ini, ampas tebu yang turun pada rangka bakar dipanaskan dari bahan bakar yang berposisi dibawahnya yang sudah terbakar.

Pada tahap akhir pembakaran, ampas tebu tersebut tiba pada rangka bakar yang mendatar dan dibagian inilah abu sisa pembakaran dijatuhkan melalui rangka bakar yang berlubang-lubang (berkisi). Udara pembakaran dimasukkan melalui sela-sela rangka bakar. Rangka bakar ini mempunyai dinding-dinding ruang bakar dari bahan tahan api dengan maksud menjaga temperatur ruang bakar tetap cukup tinggi, sehingga memudahkan untuk melaksanakan pembakaran selanjutnya.

Menurut bagiannya, rangka bakar dari ruang bakar step grate dapat dibagi menjadi 3 bagian, yaitu ;

1. Bagian atas.

Bagian ini merupakan tempat pemanasan

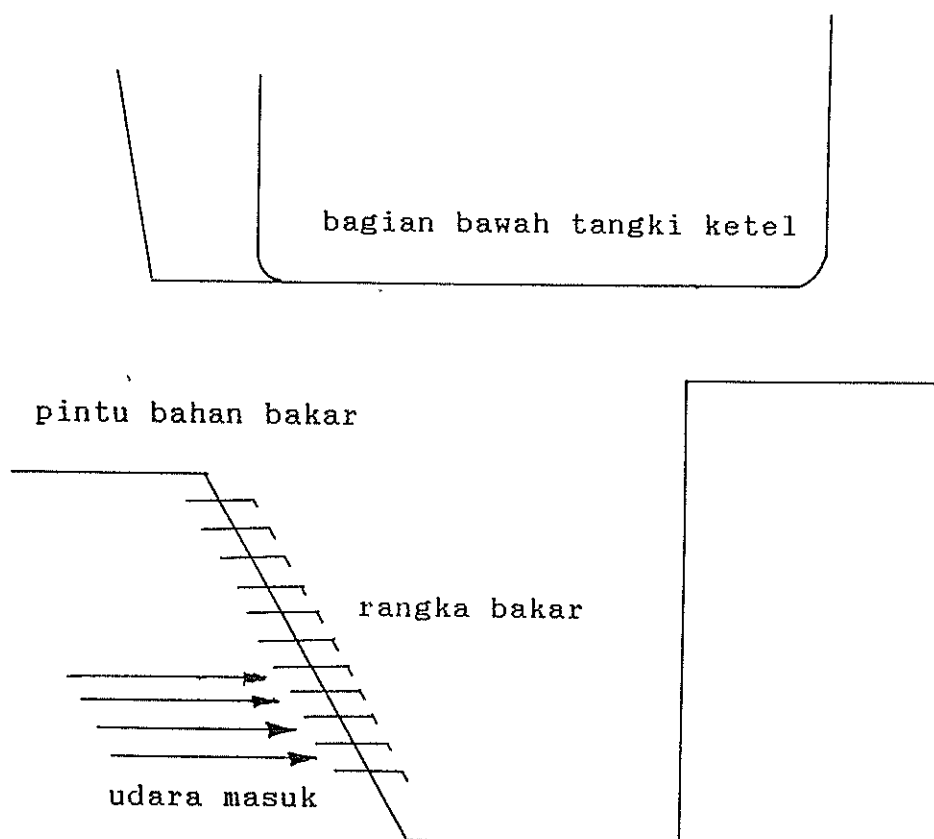
pendahulu dari bahan bakar ampas tebu, sehingga kadar air yang terkandung pada bahan bakar dapat diuapkan.

2. Bagian tengah.

Bagian ini merupakan tempat pembakaran bahan bakar. Dengan adanya sela-sela rangka bakar, maka udara (primer) pembakaran dapat dilewatkan.

3. Bagian bawah.

Pada bagian ini, merupakan pembakaran lanjut, pada tempat ini bahan bakar menjadi abu.



Gambar.4.3.Step grate furnace.

5. Ruang bakar spreader stoker.

Jenis ruang bakar ward dan horse shoe sering dilengkapi dengan spreader stoker. Ampas tebu yang disemprotkan atau ditebarkan oleh rotor ke ruang bakar, dilakukan dengan bantuan nozel. Nozel diletakkan diletakkan dibawah rotor, untuk membantu pemasukkan ampas tebu tersebut ke ruang bakar.

Keuntungan penggunaan spreader stoker adalah kelebihan udara mungkin bisa lebih kecil 15%. Tetapi efisiensinya dapat ditingkatkan 15 ÷ 20% . Biasanya ruang bakar jenis ini digunakan untuk ketel dengan kapasitas besar (20 ÷ 30 ton/jam) serta ampas tebu yang halus.

Berdasarkan karakteristik ampas tebu serta ruang bakar, maka disini dipilih ruang bakar dengan rangka bakar bertangga dengan pertimbangan-pertimbangan sebagai berikut;

1. Mempunyai pemanasan pendahulu, sehingga mampu menguapkan sebagian kandungan air dari ampas tebu tersebut, yaitu dengan cara ampas tebu yang dimasukkan lewat pintu bahan bakar, akan turun secara perlahan - lahan pada rangka bakar yang miring.

2. Konstruksinya sederhana, sehingga akan mudah dalam perawatannya, serta biaya operasionalnya murah.

3. Tidak diperlukan ampas tebu yang terlalu halus.

4. Proses pembuangan abu tidak akan mengganggu proses pembakaran .

5. Kapasitas ketel yang direncanakan termasuk kriteria kecil.

4.3. Dimensi rangka bakar.

Luas sela-sela rangka bakar yang dapat mengalirkan sejumlah udara yang diperlukan untuk proses pembakaran dapat dicari dari persamaan ;

$$F_r = \frac{B_s \cdot L_w}{V_r \cdot 3600} \quad (m^2) \quad , \text{ dimana;}$$

$$B_s = \text{jumlah bahan bakar yang terbakar} \\ = 934,519 \quad \text{kg/jam}$$

$$L_w = \text{jumlah kebutuhan udara} \\ = 5,213 \quad \text{kg/kg bahan bakar.}$$

$$V_r = \text{kecepatan udara melewati sela-sela} \\ \text{rangka bakar.}$$

$$= 0,75 \div 2 \text{ m/s untuk tarikan alam.}$$

$$\text{Pada perencanaan diambil } 1,5 \text{ m/s}$$

Maka ;

$$F_r = \frac{(934,519)(5,213)}{(1,5)(3600)} \quad (m^2) \\ = 0,902 \quad m^2$$

Luas total rangka bakar didapatkan dengan memperkirakan angka perbandingan antara luas sela-sela rangka bakar dengan luas total rangka bakar.

Persamaan yang ada adalah ;

4. Proses pembuangan abu tidak akan mengganggu proses pembakaran .

5. Kapasitas ketel yang direncanakan termasuk kriteria kecil.

4.3. Dimensi rangka bakar.

Luas sela-sela rangka bakar yang dapat mengalirkan sejumlah udara yang diperlukan untuk proses pembakaran dapat dicari dari persamaan ;

$$F_r = \frac{B_s \cdot L_w}{V_r \cdot 3600} \quad (m^2) \quad , \text{ dimana;}$$

$$B_s = \text{jumlah bahan bakar yang terbakar} \\ = 934,519 \quad \text{kg/jam}$$

$$L_w = \text{jumlah kebutuhan udara} \\ = 5,213 \quad \text{kg/kg bahan bakar.}$$

$$V_r = \text{kecepatan udara melewati sela-sela} \\ \text{rangka bakar.}$$

$$= 0,75 \div 2 \text{ m/s untuk tarikan alam.}$$

$$\text{Pada perencanaan diambil } 1,5 \text{ m/s}$$

Maka ;

$$F_r = \frac{(934,519)(5,213)}{(1,5)(3600)} \quad (m^2)$$

$$= 0,902 \quad m^2$$

Luas total rangka bakar didapatkan dengan memperkirakan angka perbandingan antara luas sela-sela rangka bakar dengan luas total rangka bakar.

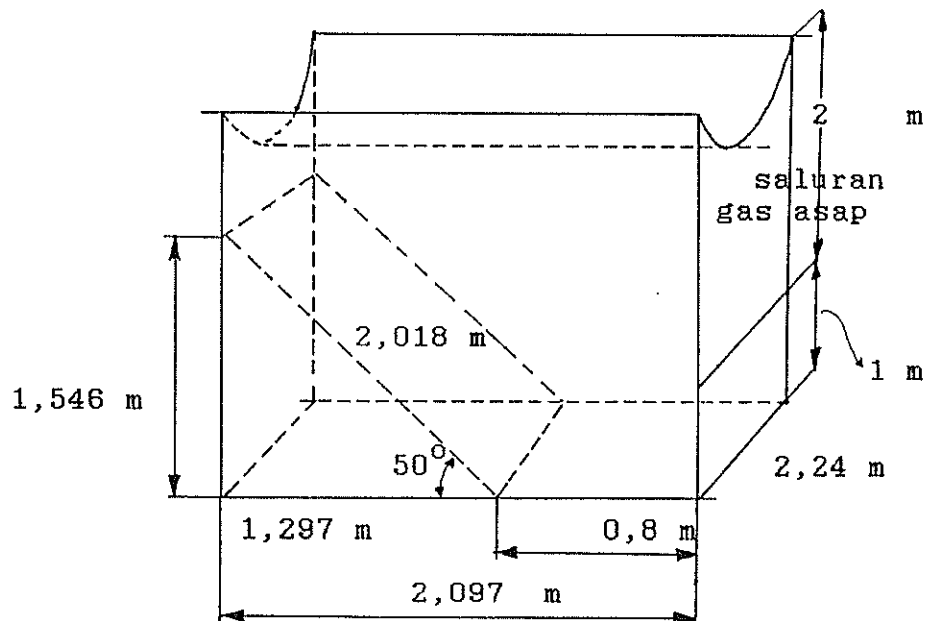
Persamaan yang ada adalah ;

q_{rb} maksimum yang diijinkan untuk rangka bakar bertangga adalah $= 0,6 \cdot 10^6 \text{ kCal/m}^2\text{jam}$. (Dari ref. 10 halaman 82).

Terlihat $q_{rb} < q_{rb} \text{ maksimum}$, sehingga perencanaan ini memenuhi batas persyaratan.

4.4. Dimensi ruang bakar.

Berdasarkan perhitungan rangka bakar didepan, maka dapat ditentukan ruang bakarnya.



Gambar.4.4. Ruang bakar.

Volume ruang bakar (V_B) besarnya adalah ;

$$\begin{aligned}
 V_B &= (2,097)(2,24)(3) - (\pi)(1,12)^2(2,097)(0,5) \\
 &\quad - \frac{(2,018 \cdot \cos 50^\circ)(2,018 \cdot \sin 50^\circ)(2,24)}{2} \\
 &= (14,092 - 4,132 - 2,246) \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

$$= 7,714 \text{ m}^3$$

Sebagai pembatas dalam penentuan dimensi ruang bakar adalah beban ruang bakar (q_b);

$$\begin{aligned} q_b &= \frac{B_s \cdot \text{NPB}}{V_B} \\ &= \frac{(934,519)(2316,171)}{7,714} \\ &= 0,28 \cdot 10^6 \text{ kCal/m}^3 \text{ jam.} \end{aligned}$$

q_b maksimum yang diijinkan untuk ruang bakar dengan rangka bakar ini adalah $0,4 \cdot 10^6 \text{ kCal/m}^3 \text{ jam}$, (ref. 10 hal.234)

Jadi $q_b < q_{b\text{maksimum}}$, perencanaan aman.

BAB V

PERPINDAHAN PANAS

Perpindahan panas yang terjadi antara gas asap dan air yang akan diuapkan terjadi dalam tiga cara, yaitu ;

1. Radiasi,

Terutama terjadi pada ruang bakar dan saluran gas asap.

2. Konveksi,

Terutama terjadi pada pipa-pipa gas asap.

3. Konduksi,

Melalui dinding silinder ketel dan pipa-pipa gas asap.

Panas terjadi berlangsung pada ;

- a. Bidang pemanas I, yaitu terjadi pada ruang bakar.
- b. Bidang pemanas II, yaitu pada saluran gas asap atau laluan bawah tangki sesudah ruang bakar dan sebelum gas asap masuk lemari pembalik.
- c. Bidang pemanas III, yaitu pada pipa-pipa gas asap.

5.1. Bidang pemanas I.

Penyerapan panas pada bidang pemanas I, terdiri dari ;

- kalor yang diserap oleh silinder ketel.
- kalor yang disalurkan bersama gas asap ke bidang pemanas selanjutnya.
- kerugian kalor (diabaikan).

Perpindahan panas yang terjadi pada ruang bakar

terutama disebabkan oleh pancaran api dan pancaran gas asap pada temperatur tinggi.

S.1.1.1. Derajat kehitaman ruang bakar.

Derajat kehitaman suatu benda adalah benda yang mampu mengabsorbsi semua radiasi yang mengenai benda itu, dan tidak mentransmisikannya. Atau dengan definisi lain yaitu besaran yang menyatakan seberapa bagian energi radiasi/pancaran yang dapat diserap atau diemisikan oleh benda yang menerima energi radiasi dari benda lain kepadanya. Derajat kehitaman ruang bakar ini, akan berguna untuk penentuan temperatur akhir api.

Dinding ruang bakar yang dilapisi dengan bata tahan api, akan menyerap kalor yang dipancarkan, sehingga menjadikan dinding ruang bakar berubah panas. Disini kalor dipancarkan kembali kedalam ruang bakar.

Derajat kehitaman ruang bakar rata-rata (A_{2m}) dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut;

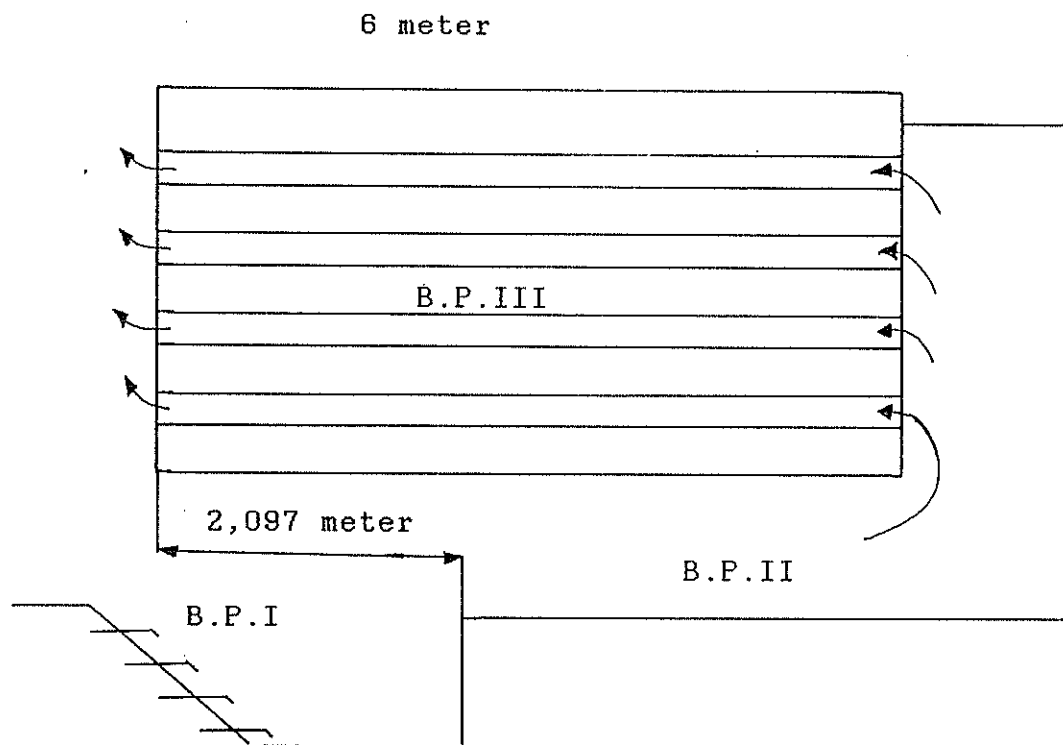
$$A_{2m} = \sum_{i=1}^n \frac{A_i \cdot F_i}{F_r}, \text{ dimana ;}$$

A_i = dinding kehitaman dinding bersangkutan.

F_i = luas permukaan dinding bersangkutan.

F_r = luas total permukaan ruang bakar.

n = jumlah permukaan ruang bakar.



Gambar.5.1. Bidang Pemanas

Ruang bakar, selain terdiri dari dinding tahan api, juga terdapat silinder ketel dan lubang penyalur gas asap.

Pada kondisi ideal ;

a.Silinder ketel mempunyai derajat kehitaman =1.

b.Lubang penyalur gas asap mempunyai derajat kehitaman = 1

c.Dinding bata tahan api mempunyai derajat kehitaman = 0, karena dalam hal ini dinding bata tahan api mempunyai sifat seperti cermin.

Maka dapat dihitung derajat kehitaman rata-rata pada bidang pemanas I, yaitu ;

$$F_1 = \text{luas permukaan silinder ketel pada BP I} \\ = \pi \cdot (1,12)(2,097) = 7,273 \text{ m}^2$$

F_2 = luas penampang penyalur gas asap.

$$= (2,24)(2) - \frac{\pi \cdot (1,12)^2}{2} = 2,51 \text{ m}^2$$

F_3 = luas permukaan dinding bata tahan api.

$$\begin{aligned} &= (2)(3)(2,097) - (2)(0,5)(1,546)(1,297) \\ &\quad + (3 - 1,546)(2,24) - (0,5 \cdot \pi \cdot 1,12^2) \\ &\quad + (1)(2,24) \\ &= 12,582 - 2,005162 + 3,2569 - 1,9704 + 2,24 \\ &= 14,103 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Tabel.5.1.Derajad kehitaman ruang bakar.

Bidang	F_i (m^2)	A_i	$F_i \cdot A_i$ (m^2)
* Silinder ketel	7,273	1	7,273
* Lubang penyalur gas asap	2,51	1	2,51
* Dinding bata tahan api	14,103	0	0
Total	23,886		9,783

$$\text{maka, } A_{2m} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i \cdot A_i}{F_r}$$

$$= 0,3$$

5.1.2.Derajad kehitaman badan api.

Pada ruang bakar, diasumsikan volume ruang bakar penuh oleh nyala api dan gas asap. Maka bentuk dan ukuran volume nyala api dan gas asap identik dengan bentuk dan volume ruang

bakar. Badan api pada dasarnya merupakan suatu bidang permukaan tempat terjadinya perpindahan panas secara radiasi dari bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar.

Derajat kehitaman badan api terdiri dari derajat kehitaman gas asap hasil pembakaran dan nyala api, atau dalam rumus ;

$$A_{1m} = A_G + (1 - A_G) \cdot A_F \quad , \text{ dimana}$$

A_G = derajat kehitaman gas asap.

A_F = derajat kehitaman nyala api.

5.1.2.1. Derajat kehitaman gas asap.

Gas dan campuran gas mempunyai molekul-molekul yang simetrik (misalnya ; O_2 , H_2 , N_2 , dan udara kering), bersifat transparan terhadap radiasi termal. Hal ini berarti gas dan campuran gas ini hampir tidak mengemisikan maupun mengabsorbsi energi radiasi.

Sebaliknya, gas dan uap yang heterogen (misalnya, H_2O , CO_2), mampu mengemisikan serta mengabsorbsi energi radiasi. Radiasi terbesar pada gas asap terutama disebabkan oleh gas CO_2 dan H_2O .

Derajat kehitaman gas asap (A_G) adalah

$$A_G = A_{CO_2} + A_{H_2O} \quad , \text{ dimana ;}$$

A_{CO_2} = derajat kehitaman gas CO_2

A_{H_2O} = derajat kehitaman gas H_2O .

A_{CO_2} dan A_{H_2O} merupakan fungsi dari temperatur api (θ), tekanan parsial masing-masing gas (P) dan radius equivalen masing-masing gas (R_{eq}).

Radius equivalen adalah radius badan api berbentuk setengah bola yang memberikan pancaran ke pusatnya yang sama intensitasnya seperti badan gas dalam ruang bakar yang memberikan pancarannya ke sebuah dinding.

Dari bab sebelumnya telah didapat komposisi gas CO_2 dan H_2O dalam persen volume, yaitu ;

$$X_{CO_2} = 0,115 \quad \text{dan} \quad X_{H_2O} = 0,212$$

Tekanan mutlak dalam ruang bakar dianggap 1 atm mutlak , maka tekanan masing-masing gas dalam ruang bakar adalah ;

$$P_{CO_2} = X_{CO_2} \cdot P = 0,115 \cdot 1 = 0,115 \text{ atm.}$$

$$P_{H_2O} = X_{H_2O} \cdot P = 0,212 \cdot 1 = 0,212 \text{ atm.}$$

Sedangkan R_{eq} untuk masing-masing gas di dapat dengan menggunakan persamaan Hansen ;

$$R_{eq} = \frac{C \cdot V_B}{F_B} \quad , \text{ dimana ;}$$

C = konstanta, antara 3,6 ÷ 4 . Perencanaan ini diambil harga $C = 3,6$.

V_B = Volume badan api = volume ruang bakar
 $= 7,714 \text{ m}^2$.

F_B = luas dinding ruang bakar + luas rangka bakar

$$= 23,886 + 6,314$$

$$= 30,2 \text{ m}^2$$

Maka akan didapat harga ;

$$R_{eq} = \frac{(3,6)(7,714)}{(30,2)}$$

$$= 0,919 \text{ m}$$

$$= 91,9 \text{ cm}$$

Temperatur api di ruang bakar untuk sementara diasumsikan dulu yaitu sebesar 850°C , dan nantinya akan dikoreksi lagi untuk perbandingan. Berdasar grafik (ref. 10 hal.199), dengan parameter-parameter P , R_{eq} , dan θ_e , akan didapatkan derajat kehitaman gas asap, yaitu ;

$$P_{\text{CO}_2} \cdot R_{eq} = (0,115)(91,9) \text{ atm.cm}$$

$$= 10,569 \text{ atm.cm}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot R_{eq} = (0,212)(91,9) \text{ atm.cm.}$$

$$= 19,483 \text{ atm.cm}$$

$$\theta_e = \text{temperatur gas asap}$$

$$= \text{diasumsikan dahulu } 850^{\circ}\text{C}.$$

$$\text{didapatkan ; } A_{\text{CO}_2} = 10 \% = 0,1$$

$$A_{\text{H}_2\text{O}} = 24 \% = 0,24$$

$$\text{maka ; } A_G = 0,1 + 0,24 = 0,34 \text{ , } A_G = 34 \%$$

Khusus radiasi pada gas, radiasi yang diemisikan oleh lapisan gas yang dipengaruhi oleh tebal, tekanan, bentuk, dan luas permukaan gas tersebut.

5.1.2.2. Derajat kehitaman nyala api.

Derajat kehitaman nyala api (A_F) dihitung berdasarkan sisa kalor yang dibebaskan pada ruang bakar, adalah ;

$$A_F = 0,027 \cdot 10^{-5} \cdot (1 - k) \cdot q_{BA} \cdot R_{eq}$$

(ref.10 hal.211)

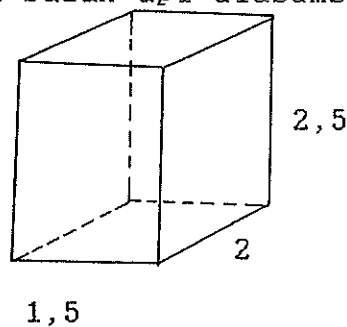
dimana ; k = faktor kalor yang dibebaskan di ruang bakar.

$1 - k$ = Jumlah gas H_2 dan O_2 dalam % berat pada kandungan bahan bakar,

$$H_2 = 4,22 \% \text{ dan } O_2 = 28,6 \%$$
$$= 0,0422 + 0,286 = 0,3282$$

q_{BA} = beban badan api.

Bentuk badan api diasumsikan sebagai berikut ;



$$\text{Volume badan api} = (1,5)(2)(2,5) \text{ m}^3 = 7,5 \text{ m}^3$$

Derajat pengisian ruang bakar adalah

$$\phi = \frac{\text{volume badan api}}{\text{volume ruang bakar}}$$
$$= (7,5/7,714)$$
$$= 0,972$$

Beban badan api dihitung dari persamaan ;

$$q_{BA} = \frac{q_{\text{ruang bakar}}}{\phi}$$

$$= \frac{(2,8 \cdot 10^5)}{(0,972)}$$

$$= 2,88 \cdot 10^5 \text{ kCal/m}^3\text{jam.}$$

$$R_{eq} = 0,919 \text{ m}$$

$$\text{Maka } A_F = 0,027 \cdot q_{BA} \cdot R_{eq} \cdot (1-k) \cdot 10^{-5}$$

$$A_F = (0,027)(2,88 \cdot 10^5)(0,919)(10^{-5})(0,3282) \\ = 0,02$$

Dengan diketahui harga derajat kehitaman gas asap (A_G) dan derajat kehitaman nyala api (A_F), maka besarnya derajat kehitaman badan api rata-rata dapat diketahui, yaitu;

$$A_{lm} = A_G + (1 - A_G) \cdot A_F \\ = 0,34 + (1 - 0,34)(0,02) \\ = 0,353$$

maka besarnya derajat kehitaman rata-rata adalah 35,3 %.

5.1.3. Pemeriksaan temperatur akhir api.

Pada asumsi pengerjaan didepan, temperatur akhir api (θ_e) = 850 °C, maka akan dilakukan pengecekan. Untuk pembakaran yang menggunakan rangka bakar, maka jumlah kalor yang dilepas di ruang bakar oleh gas asap adalah ;

$$Q = 4,96 \cdot \alpha \cdot R \left[\frac{\theta_e + 273}{100} \right]^4$$

(ref. 10.5.1.213)

dimana ;

$$\alpha = \frac{A_{2m} \left(1 + \frac{A_{1m}}{R} \right)}{1 - (1 - A_{2m})(1 - A_{1m})(1 - R/F_B)}$$

R = luas permukaan rangka bakar total.

$$= 6,314 \text{ m}^2$$

F_B = luas dinding ruang bakar

$$= 23,886 \text{ m}^2$$

A_{2m} = derajat kehitaman rata-rata ruang bakar.

$$= 0,3$$

A_{1m} = derajat kehitaman badan api

$$= 0,353$$

$$\alpha = \frac{0,3 \{ 1 + 0,353 \} (23,886/6,314 - 1)}{1 - (1 - 0,3)(1 - 0,353)(1 - 6,314/23,886)}$$

$$= 1,69$$

M₁ = laju produksi gas asap.

$$= V_A \cdot B_s$$

$$= (4,924)(934,519) \text{ Nm}^3/\text{jam}$$

$$= 4601,571 \text{ Nm}^3/\text{jam}$$

$$R = 6,314 \text{ m}^2$$

$$\text{akan didapat hasil harga} = \frac{M_1}{R \cdot \alpha}$$

$$= \frac{(4601,571)}{(6,314)(1,694)}$$

$$= 430,126 \text{ Nm}^3/\text{jam}.$$

Entalpi gas asap teoritis (i_{th})

$$i_{th} = \frac{(NPB) + (h_L)}{V_A}$$

$$i_{th} = \frac{(2316,171) + (37,619)}{(4,924)}$$

$$= 478,024 \text{ kCal/Nm}^3$$

Dengan bantuan menggunakan grafik (ref.10 hal.213) , akan didapat $\theta_e = 820^\circ\text{C}$.

Sehingga kesalahan yang terjadi dengan harga θ_e yang sebelumnya telah diasumsikan adalah ;

$$\Delta \theta_e = \frac{850 - 820}{850} \cdot 100\% = 3,5 \%$$

Harga $\Delta \theta_e$ ini ternyata lebih kecil dari syarat perencanaan 5%, sehingga hasil perhitungan yang didapat dengan mengasumsikan $\theta_e = 850^\circ\text{C}$ masih cukup teliti .

5.1.4. Perpindahan panas pada bidang pemanas I.

Kerugian panas akibat pancaran (σ_{st}) telah dihitung, yaitu besarnya = 0,05375. atau $\sigma_{st} = 5,4\%$. Jadi efisiensi penyerapan kalor bidang pemanas I = 94,6%. Perpindahan panas pada bidang pemanas I (Q_I) adalah ;

$$Q_I = M_1 \cdot (i_{th} - C_{PA} \cdot \theta_e) \cdot \eta_I$$

Dimana ;

$$M_1 = 4601,571 \text{ Nm}^3/\text{jam}$$

$$i_{th} = 478,024 \text{ kCal/Nm}^3$$

$$\theta_e = 820^\circ\text{C}$$

$$\eta_I = \text{efisiensi penyerapan B.P.I.}$$

$$= 0,946$$

$$C_{PA} = \text{panas jenis gas asap pada } 820^\circ\text{C}.$$

Lihat tabel (ref. 10 hal. 138).

Untuk $\theta_e = 820^\circ\text{C}$, C_P didapat dengan

interpolasi.

$$\begin{aligned}C_{PA} &= X_{CO_2} \cdot C_{PCO_2} + X_{H_2O} \cdot C_{PH_2O} + X_{O_2} \cdot C_{PO_2} \\&\quad + X_{N_2} \cdot C_{N_2} \\&= (0,115)(0,513) + (0,212)(0,397) \\&\quad + (0,0524)(0,345) + (0,6206)(0,327) \\&= 0,364\end{aligned}$$

Jadi besarnya kalor yang diterima air ketel melalui B.P II (Q_I) adalah ;

$$\begin{aligned}Q_I &= (4601,571)\{(478,024 - (0,364)(820))\}(0,946) \\&= 781570,503 \text{ kCal/jam.}\end{aligned}$$

5.2. Bidang Pemanas II.

Perpindahan panas yang berlangsung, sebelum masuk ke lemari pembalik terjadi antara gas asap dan air. Kalor tersebut diserap air melalui silinder ketel dibagian bawah belakang.

Proses perpindahan panasnya adalah

- Radiasi dan konveksi dari gas asap ke tangki secara paralel.
- Panas ditransmisikan ke air di dalam silinder ketel melalui dinding ketel secara konduksi.
- Proses selanjutnya panas diserap air secara konveksi.

Dari ruang bakar, gas asap mengalir melalui laluan bawah ketel. Disini akan terjadi perpindahan kalor melalui Bidang Pemanas II.

Perpindahan kalor di B.P II dapat dinyatakan

sebagai berikut :

$$Q_{II} = k \cdot F \cdot \Delta T \quad (\text{kCal/jam})$$

Dimana,

$$F = F_{II} = \text{luas bidang pemanas II} , \text{ m}^2$$

ΔT = perbedaan temperatur antara sisi gas asap dan sisi air, $^{\circ}\text{C}$.

k = koefisien perpindahan kalor menyeluruh, yaitu antara sisi gas asap dengan sisi air didalam ketel.

Besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh melalui bidang silindris adalah ;

$$k = \frac{1}{\frac{d_{m1}}{d_{m2} \cdot \alpha_2} + \frac{d_{m1}}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_{m1}}{d_{m2}} + \frac{1}{\alpha_1}}$$

$$\ln \frac{d_{m1}}{d_{m2}} = \frac{(d_{m1} - d_{m2}) \cdot 2}{d_{m1} + d_{m2}} = \frac{2 \cdot s}{d_m}$$

d_m = diameter rata - rata tangki.

Karena dinding tangki relatif tipis jika dibandingkan dengan diameter tangki, maka diasumsikan $d_{m1} = d_{m2} = d_m$
Sehingga akan didapatkan harga k sebesar ;

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$\frac{s}{\lambda} \ll \frac{1}{\alpha_1} \quad (\text{karena } s \text{ relatif sangat kecil}) .$$

$$\frac{1}{\alpha_2} \ll \frac{1}{\alpha_1} , \quad (\text{karena } \alpha_2 \gg \alpha_1)$$

Harga s/λ dan $1/\alpha_2$ dapat diabaikan.

$$\text{Maka } k = \alpha_1 = \alpha_{1k} + \alpha_{1R}$$

Direncanakan tebal ketel (s) = 20 mm = 0,02 m.

Konduktifitas termal bahan ketel (λ) adalah 30

$$\div 70 \text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\frac{s}{\lambda} = \frac{0,02}{25,4} \div \frac{0,02}{59,2}$$

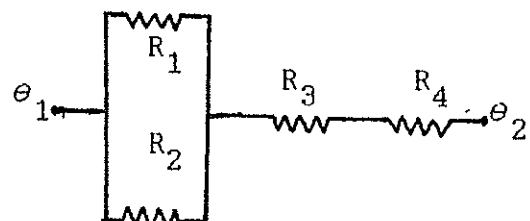
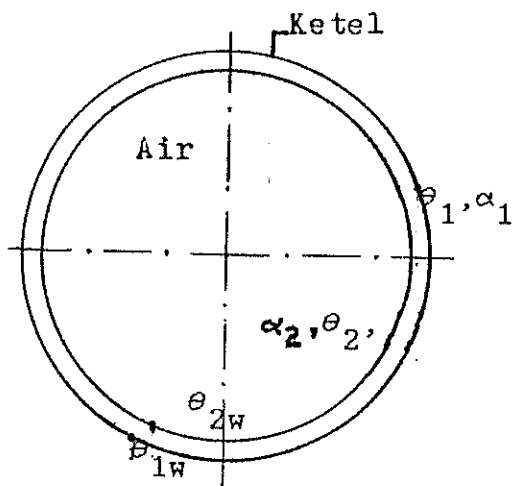
$$= 7,874 \cdot 10^{-4} \div 3,378 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^2 \text{jam}^{\circ}\text{C}}{\text{kCal}}$$

Dalam praktek, $\alpha_1 = 15 \div 60 \text{ kCal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$
 , (ref.10 hal.178).

$$1/\alpha_1 = 1,667 \cdot 10^{-2} \div 6,667 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2\text{h}^{\circ}\text{C/kCal}$$

$$k = \alpha_{1k} + \alpha_{1R}$$

Hal ini mengandung arti bahwa perpindahan panas pada B.P.II diasumsikan hanya akibat radiasi dan konveksi diluar silinder ketel.



Gambar.5.2. Proses perpindahan panas pada B.P.II.

Keterangan ;

θ_1 = temperatur gas asap

θ_2 = temperatur air ketel.

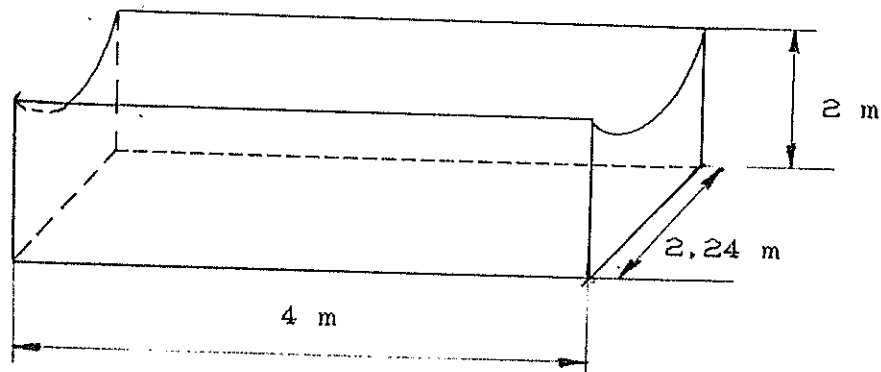
R_1 = tahanan termal radisi gas asap.

R_2 = tahanan termal konveksi gas asap.

R_3 = tahanan termal konduksi pada silinder.

R_4 = tahanan termal konveksi air.

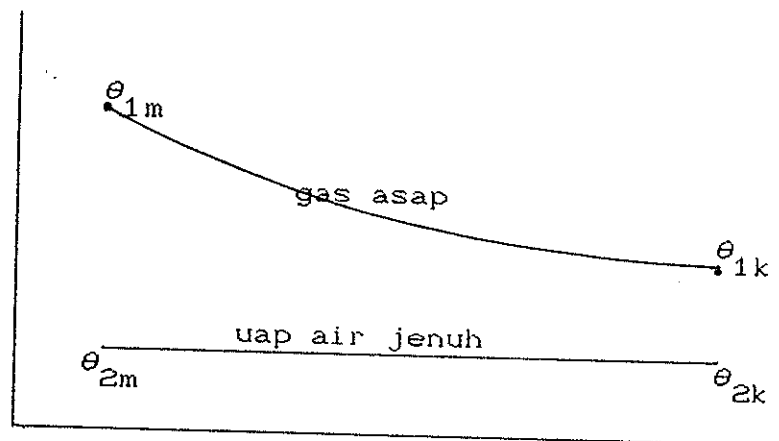
α = koefisien perpindahan panas.



Gambar.5.3. Bidang pemanas II.

5.2.1. Koefisien perpindahan panas radiasi pada B.P.II.

Grafik.5.1. Distribusi temperatur B.P.II .



dimana ;

θ_{1m} = temperatur gas asap masuk B.P.II = 820 °

θ_{1k} = temperatur gas asap keluar B.P.II

Dilakukan asumsikan terlebih dahulu,

kemudian nantinya di cek kembali. Setelah dilakukan coba-coba, diperkirakan besarnya adalah 750°C .

$$\theta_{2m} = \theta_{2k} = \text{temperatur uap air jenuh dari ketel.}$$

Pada tekanan 15 bar atau 1,5 bar absolut, uap air ketel bertemperatur $198,255^{\circ}\text{C}$.

(interpolasi tabel ref. 14 halaman 565).

$$\theta_{rII} = \text{temperatur rata-rata pada B.P.II.}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{\theta_{1m} + \theta_{1k}}{2} \\ &= \frac{820 + 750}{2} \\ &= 785^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Radius ekivalen B.P.II dapat dicari yaitu ;

$$R_{eq} = \frac{(3,6 \cdot V_s)}{(F)}$$

$$F_1 = \text{luas dinding saluran gas asap}$$

$$\begin{aligned} &= (4 \cdot 2,24) + (4 \cdot 2 \cdot 2) + (\pi \cdot 1,12 \cdot 4) \\ &\quad + 2(2,24 \cdot 2 - \pi \cdot \frac{(1,12)^2}{2}) \\ &= 44,049 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_s &= (4 \cdot 2 \cdot 2,24) - \pi \cdot \frac{(1,12)^2 \cdot 4}{2} \\ &= 2,157 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$R = \frac{3,6 \cdot V_s}{F_1}$$

$$= \frac{3,6 \cdot 2,157}{44,049} = 0,176 \text{ m}$$

$$= 176 \text{ mm.}$$

Didepan telah didapat $P_{\text{CO}_2} = 0,18706 \text{ atm.}$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0635 \text{ atm.}$$

maka $P_{\text{CO}_2} \cdot R = 0,18706 \cdot 176 = 32,92 \text{ atm.mm.}$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot R = 0,0635 \cdot 176 = 11,17 \text{ mm.atm}$$

Temperatur dinding silinder kira-kira 300°C.

Koefisien perpindahan panas radiasi didapatkan dari grafik (ref.10 hal 200).

$$\theta_{2m} = 820^\circ\text{C} , P_{\text{CO}_2} \cdot R = 32,92 , \varepsilon = 6,3 , t = 300^\circ\text{C}$$

$$\text{dan harga } \alpha = 12,8 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C.}$$

$$\theta_{2m} = 820^\circ\text{C} , P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot R = 11,17 , \varepsilon = 5,75 , t = 300^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0635 , \alpha = 3,7 \text{ kCal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

maka akan didapatkan ;

$\alpha_{2 \text{ CO}_2}$ = koefisien perpindahan panas radiasi
gas CO_2 pada bidang pemanas II.

$$= 12,8$$

$\alpha_{2 \text{ H}_2\text{O}}$ = koefisien perpindahan panas radiasi
uap H_2O pada bidang pemanas II.

$$= 3,7$$

$$\text{maka } \alpha_{2R} = \alpha_{2 \text{ CO}_2} + \alpha_{2 \text{ H}_2\text{O}} = 16,5 \text{ kCal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

5.2.2. Koefisien perpindahan panas konveksi pada B.P.II.

Koefisien perpindahan panas konveksi (α_{2k})
dapat didekati dengan persamaan sebagai berikut ;

$$\alpha_{2k} = \left(3,6 + \frac{0,26 \cdot \theta_{rII}}{100} - 0,0076 \cdot \left\{ \frac{\theta_{rII}}{100} \right\}^2 \cdot \left\{ \frac{(W_{oII})^{0,75}}{(D_1)^{0,25}} \right\} \right)$$

dimana θ_{rII} = temperatur rata-rata pada B.P.II
 $= 785^{\circ}\text{C}$

D_1 = diameter luas silinder ketel = 2,24 m.

W_{oII} = kecepatan aliran gas asap pada saluran gas asap dengan kecepatan seragam.

$$W_{oII} = \frac{M_{\theta_{rII}}}{3600 \cdot F_3}, \quad M_{\theta_{rII}} = \frac{\theta_{rII} \cdot M}{273}$$

M = laju produksi gas asap = $M_1 = B_s \cdot V_a$

$M_1 = 4601,571 \text{ Nm}^3/\text{jam.}$

$$M_{\theta_{rII}} = \frac{(785) \cdot (4601,571)}{(273)}$$

$$= 13231,623 \text{ m}^3/\text{jam}$$

F_3 = luas penampang saluran gas asap.

$$= (2 \cdot 2,24) - \pi \cdot \frac{(1,12)^2}{2}$$

$$= 2,8 \text{ m}^2$$

Jadi;

$$W_{oII} = \frac{(13231,623)}{(3600)(2,8)}$$

$$= 1,313 \text{ m/s}$$

Dengan memasukkan harga yang ada, didapat :

$$\alpha_{2k} = 5,17 \text{ kCal/m}^2 \text{ h}^{\circ}\text{C}$$

5.2.3. Perpindahan panas pada B.P.II.

Perpindahan panas ke ketel pada bidang pemanas II adalah (Q_{II}).

$$Q_{II} = (\alpha_{2R} + \alpha_{2k}) \cdot F_2 \cdot \text{LMTD}_{II} \cdot \eta_{II}$$

dimana η_{II} = efisiensi penyerapan kalor oleh

B.P.II, dianggap sama dengan $1 - \sigma_{st}$

$$= 1 - 0,053 = 0,947$$

$$= 94,7\%$$

F_2 = luas permukaan silinder ketel pada
B.P.II

$$F_2 = (\pi) \cdot (1,12)(4) = 14,074 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned}\alpha_{2R} + \alpha_{2k} &= 16,5 + 5,17 \\ &= 21,67 \text{ kCal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}\end{aligned}$$

L.M.T.D. II = perbedaan temperatur logaritmis
(limited mean temperatur differential)

pada B.P.II.

$$\begin{aligned}&(\Delta\theta_{II m} - \Delta\theta_{II k}) \\ &= \frac{\theta_{II m} - \theta_{II k}}{\ln \left\{ \frac{\theta_{II m}}{\theta_{II k}} \right\}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{dimana, } \Delta\theta_{II m} &= \theta_{1m} - \theta_{2m} \\ &= 820 - 198,2 \\ &= 612,8^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\theta_{II k} &= \theta_{1k} - \theta_{2k} \\ &= 750 - 198,25 \\ &= 551,75^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{maka L.M.T.D. II} &= \frac{(612,8 - 551,75)}{\ln \left\{ \frac{612,8}{551,75} \right\}} \\ &= 581,9^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Perpindahan panas ke air pada B.P.II (Q_{II}) ;

$$\begin{aligned}Q_{II} &= (\alpha_{2R} + \alpha_{2k}) \cdot F_2 \cdot \text{LMTD}_{II} \cdot \eta_{II} \\ &= (21,67)(14,074)(581,9)(0,947) \\ &= 168087,964 \text{ kCal/jam.}\end{aligned}$$

5.2.4. Pemeriksaan (koreksi) temperatur.

Perkiraan awal temperatur gas asap pada

akhir saluran gas asap adalah 750°C . Koreksi temperatur menggunakan persamaan sebagai berikut ;

$$\theta_{1k} = \frac{(C_{p1m} \cdot \theta_{1m}) - \frac{Q_{II}}{M} \cdot \eta_{II}}{C_{p1k}}$$

dimana C_{p1m} = panas jenis gas pada temperatur θ_{1m} pada 820°C .

$$C_{p1k} = X_{\text{CO}_2} \cdot C_{\text{PCO}_2} + X_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{\text{PH}_2\text{O}} + X_{\text{O}_2} \cdot C_{\text{PO}_2} + X_{\text{N}_2} \cdot C_{\text{PN}_2}$$

dengan interpolasi (ref.10 hal.138), pada 750°C .

$$C_{\text{PCO}_2} = 0,4963 \text{ kCal/Nm}^3\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C_{\text{PH}_2\text{O}} = 0,387 \text{ kCal/Nm}^3\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C_{\text{PO}_2} = 0,3388 \text{ kCal/Nm}^3\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C_{\text{PN}_2} = 0,3225 \text{ kCal/Nm}^3\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Sedangkan } X_{\text{CO}_2} = 0,115 \quad , \quad X_{\text{H}_2\text{O}} = 0,212$$

$$X_{\text{N}_2} = 0,6206 \quad , \quad X_{\text{O}_2} = 0,0524$$

$$\begin{aligned} C_{p1k} &= (0,4963)(0,115) + (0,387)(0,212) \\ &\quad + (0,3388)(0,0524) + (0,3225)(0,6206) \\ &= 0,357 \text{ kCal/Nm}^3\text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

C_{p1k} = panas jenis pada temperatur (θ_{1k})
yaitu pada 750°C . Dengan cara
interpolasi = $0,357 \text{ kCal/Nm}^3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Dengan demikian θ_{1k} adalah ;

$$\theta_{1k} = 739,18^{\circ}\text{C}$$

Kesalahan perkiraan temperatur adalah;

$$\begin{aligned} &= \frac{750 - 738,18}{750} \cdot 100\% \\ &= 1,44 \%. \end{aligned}$$

5.3. Bidang pemanas III.

5.3.1. Perpindahan panas pada B.P.III.

Kalor yang diserap air pada bidang pemanas III dapat dihitung dengan mengabaikan perpindahan panas pada lemari pembalik dan kerugian panas ke udara sekeliling dari silinder ketel. Sisa kalor yang di serap B.P.III adalah (Q_{III}).

$$Q_{III} = Q_u - Q_I - Q_{II}$$

$$\text{dimana ; } Q_u = 1599477,5 \quad \text{kCal/jam}$$

$$Q_I = 781570,503 \quad \text{kCal/jam}$$

$$Q_{II} = 168087,964 \quad \text{kCal/jam}$$

$$\text{maka , } Q_{III} = 649819,033 \quad \text{kCal/jam}$$

Dengan diketahuinya kalor yang melewati bidang pemanas III (Q_{III}), maka akan direncanakan jumlah pipa gas asap dan dimensinya,

$$Q_{III} = K_{III} \cdot F_{III} \cdot \text{LMTD}_{III} \cdot \eta_{III}$$

5.3.2. Pemilihan pipa gas asap.

Agar didapatkan kalor yang cukup untuk melewati bidang pemanas III, maka perlu diberikan bidang pemanas dengan luas yang cukup.

Luas bidang pemanas ini, tergantung dari ukuran pipa api dan jumlah pipa api. Sehingga perpindahan kalor lewat bidang pemanas III ini,

dapat mencukupi jumlah kalor yang dibutuhkan. Pada B.P III ini, perpindahan panas yang terjadi sebagian besar secara konveksi, maka kecepatan aliran gas asap melalui pipa api, mempengaruhi koefisien perpindahan kalornya. Kecepatan aliran dapat diperbesar atau diperkecil dengan cara memperbesar atau memperkecil luas penampang pipa. Luas penampang pipa, merupakan fungsi dari diameter pipa api, sehingga diameter pipa api mempengaruhi kecepatan aliran gas asap melewati pipa api. Dengan demikian, diameter pipa api mempengaruhi koefisien perpindahan kalor.

Dengan cara coba - coba beberapa kali, maka berikut ini dipilih dimensi pipa api sebagai berikut :

Diameter pipa nominal	= 2 in = 0,0762 m
Diameter pipa luar (d_{pl})	= 3,5 in = 0,0889 m
Schedule	= 40
Tebal pipa (s_p)	= 0,216 in = 0,00549 m
Diameter pipa dalam (d_{pd})	= 3,068 in = 0,0779 m
Jumlah pipa (Z)	= 60
Panjang pipa	= 6 m

5.3.3. Koefisien perpindahan kalor pada B.P III.

Karena B.P III ini merupakan pipa, maka koefisien perpindahan kalor meneluruh, dinyatakan sebagai :

$$k = \frac{1}{\frac{d_1}{d_2} \cdot \alpha_2 + \frac{d_1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Dimana :

λ = konduktifitas termal pipa api.

α_1 = koefisien perpindahan kalor pada permukaan sebelah luar dari pipa api.

α_2 = koefisien perpindahan kalor pada permukaan sebelah dalam dari pipa api.

$d_1 = d_{p1}$ = diameter luar pipa api.

$d_2 = d_{pd}$ = diameter dalam pipa api.

s_p = tebal pipa api.

$$\begin{aligned} \ln \frac{d_1}{d_2} &= \frac{(d_1 - d_2) \cdot 2}{d_1 + d_2} \\ &= \frac{2 \cdot s_p}{d_m} \end{aligned}$$

Maka persamaan k menjadi ;

$$k = \frac{1}{\frac{d_1}{d_2} \cdot \alpha_2 + \frac{s_p}{d_m} \cdot d_1 \cdot \lambda + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Pada pernyataan ini,

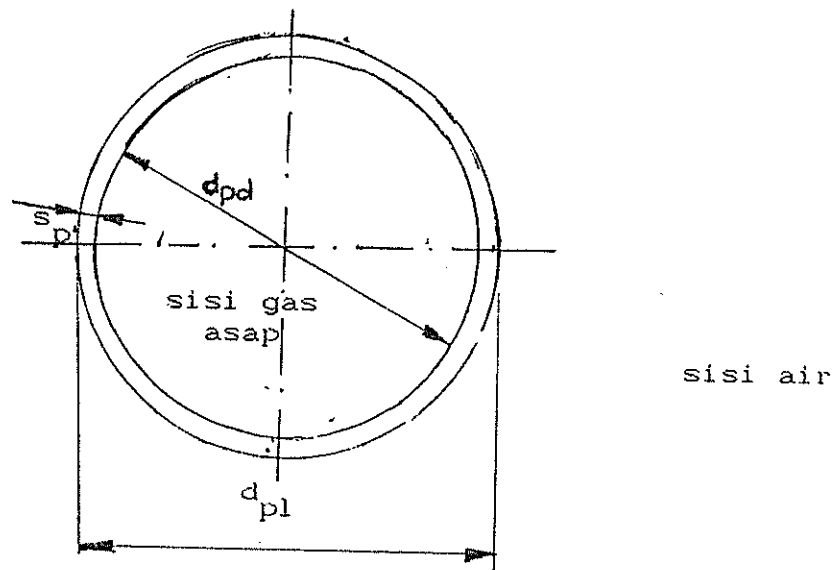
$$\alpha_1 \gg \alpha_2, \text{ sehingga } \frac{1}{\alpha_1} \ll \frac{1}{\alpha_2}$$

$$s/\lambda \ll 1/\alpha_2$$

Maka harga k adalah :

$$k = \frac{1}{\frac{d_1}{d_2} \cdot \alpha_2}$$

$$\alpha_2 = \alpha_{3k} + \alpha_{3R}$$

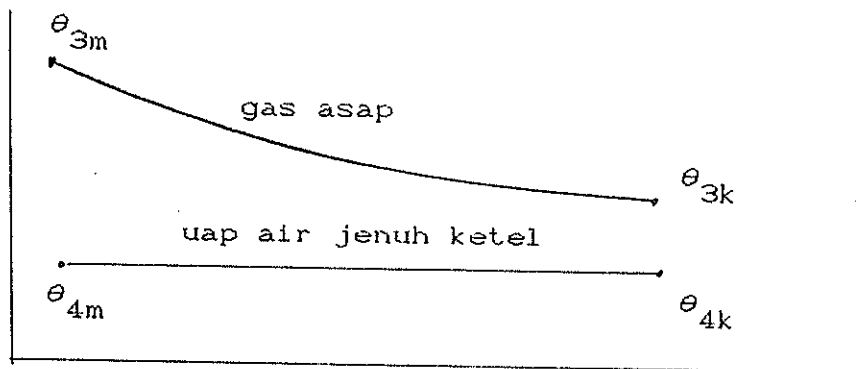


Gambar.5.4. Penampang pipa gas asap.

5.3.3.a. Koefisien perpindahan panas konveksi B.P.III.

Temperatur keluar pipa api atau masuk ke cerobong gas asap = (direncanakan 300°C).

Grafik.5.2.Distribusi temperatur pada B.P.III.



θ_{3m} = temperatur gas asap masuk ke B.P.III
 = temperatur gas asap keluar dari B.P.II
 = 740°C

θ_{3k} = temperatur gas asap keluar B.P.
 = 300°C

$\theta_{4m} = \theta_{4k}$

= temperatur uap air jenuh ketel. Pada tekanan 15 bar, temperatur uap air jenuh, dari ketel besarnya $198,25^{\circ}\text{C}$.

θ_{rIII} = temperatur rata-rata gas asap pada pipa api.

$$\begin{aligned}
 &= \frac{(\theta_{3m} + \theta_{3k})}{2} \\
 &= \frac{(740 + 198,25)}{2} \\
 &= 469,125^{\circ}\text{C}.
 \end{aligned}$$

Kecepatan gas asap pada pipa api adalah W_{oIII} ;

$$W_{oIII} = \frac{1}{3600 \cdot Z \cdot A_p} (M_{\theta rIII})$$

A_p = luas penampang lubang pipa gas asap.

$$\begin{aligned}
 &= \frac{(\pi) \cdot (d_{pd}^2)}{4} \\
 &= 4,77 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.
 \end{aligned}$$

Maka;

$$\begin{aligned}
 W_{oIII} &= \frac{4601,571}{(3600)(60)(4,77 \cdot 10^{-3})} \\
 &= 4,466 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi pada B.P.III adalah (α_{3k}) , (didapat dengan bantuan gambar ref.10 halaman 166).

Dengan $W_{oII} = 4,466$, $\theta_{rIII} = 469,125^{\circ}\text{C}$,

$$d_{pd} = 77,9 \text{ mm}$$

akan didapat $\alpha_{3k} = 29,25 \text{ kCal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$

5.3.3.b. Koefisien perpindahan panas radiasi pada B.P.III.

Koefisien perpindahan panas secara radiasi terutama disebabkan pancaran gas CO_2 dan uap H_2O . Temperatur dinding pipa gas asap diperkirakan 200°C .

Radius equivalen pipa gas asap .

(tabel ref.10 hal.196)

$$\begin{aligned}\text{dimana, } R &= 0,95 \cdot d_{pd} \\ &= 0,95 \cdot 0,0779 \text{ m} \\ &= 74,031 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tekanan parsial gas $\text{CO}_2 = 0,115 \text{ atm}$.

Tekanan parsial uap $\text{H}_2\text{O} = 0,212 \text{ atm}$, maka akan didapatkan; $P_{\text{CO}_2} \cdot R = (0,115)(74,031)$
 $= 8,514 \text{ atm.mm.}$

$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot R = (0,212)(74,031) = 15,695 \text{ atm.mm.}$

Dengan menggunakan grafik, (ref.10 hal.200)

$\theta_{3m} = 740^\circ\text{C}$, $P_{\text{CO}_2} \cdot R = 8,513$, $\epsilon = 7,6$

$t = 200^\circ\text{C}$, maka $\alpha_{\text{CO}_2} = 2,3 \text{ kCal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

$\theta_{3m} = 740^\circ\text{C}$, $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot R = 15,694$, $\epsilon = 5,4$

$t = 200^\circ\text{C}$, $\epsilon = 5,4$, $P = 0,212$

maka didapat $\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 2,4 \text{ kCal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

$$\alpha_{3R} = \alpha_{\text{CO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 4,7 \text{ kCal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

5.3.4. Pemeriksaan kalor pada bidang pemanas III.

Jumlah kalor yang dipindahkan ke air adalah Q_{III} ;

$$Q_{\text{III}} = K_{\text{III}} \cdot F_{\text{III}} \cdot \text{LMTD}_{\text{III}} \cdot \eta_{\text{III}}$$

η_{III} = efisien penyerapan kalor oleh bidang

pemanas III, dianggap = η_{st}

$$= 1 - 0,5375 = 0,4625$$

F_{III} = luas bidang pemanas III.

$$= \pi \cdot d_{pd} \cdot L_p \cdot Z = (\pi)(0,0779)(6)(60)$$

$$= 88,1 \text{ m}^2$$

$$LMTD_{III} = \frac{(\Delta\theta_{III m} - \Delta\theta_{III k})}{\ln \left\{ \frac{\Delta\theta_{III m}}{\Delta\theta_{III k}} \right\}}$$

$$\text{Dimana, } \Delta\theta_{III m} = \theta_{3m} - \theta_{4m}$$

$$= 740 - 198,25 = 541,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta\theta_{III k} = \theta_{3k} - \theta_{4k} = 300 - 198,25 = 101,75 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$LMTD_{III} = \frac{(541,75 - 101,75)}{\ln \left\{ \frac{541,75}{101,75} \right\}}$$

$$= 263,113 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Koefisien perpindahan total pada bidang

pemanas III adalah

$$K_{III} = (\alpha_{3k} + \alpha_{3R}) \left\{ \frac{d_{pd}}{d_{pl}} \right\}$$

$$= (33,95) \left\{ \frac{0,0779}{0,0889} \right\}$$

$$= 29,749$$

Maka perpindahan panas pada bidang pemanas

adalah ;

$$(Q_{III}) = K_{III} \cdot F_{III} \cdot LMTD_{III} \cdot \eta_{III}$$

$$= (29,749)(88,1)(263,113)(0,4625)$$

$$= 652356,2485 \text{ kCal/jam.}$$

Kalau dibandingkan dengan besar kalor yang dibutuhkan oleh B.P III yaitu 649819,033 kCal/jam, maka besarnya perbedaan laju perpindahan kalor antara sistem yang direncanakan dengan yang dibutuhkan adalah sebagai berikut :

$$= \frac{652356,2485 - 649819,033}{649819,033} \times 100 \% \\ = 0,4 \%$$

Disini nampak adanya kelebihan kalor sebesar 0,4 % dalam sistem yang kita rencanakan ini. Hal ini dapat dipakai sebagai keamanan dalam sistem, sehingga kemampuan sistem yang direncanakan cukup dapat diandalkan.

5.3.5. Pemeriksaan temperatur.

Perkiraan awal temperatur gas asap pada akhir saluran (mulai masuk cerobong), adalah 300 °C. Koreksi temperatur dengan menggunakan :

$$\theta_{3k} = \frac{(C_{p3m} \cdot \theta_{3m}) - \frac{Q_{III}}{M} - \eta_{III}}{C_{p3k}}$$

dimana ;

pada temperatur 740 °C , panas jenis gas dapat dicari dengan cara interpolasi dari tabel seperti pengerjaan sebelumnya.

Didapat $C_{p3m} = 0,361$

Pada kondisi $\theta_{3k} = 300^{\circ}\text{C}$, didapat harga C_p masing - masing , yaitu :

$$C_{\text{PCO}_2} = 0,447 \quad C_{\text{PH}_2\text{O}} = 0,367 \quad C_{\text{PN}_2} = 0,324$$

$$C_{\text{PO}_2} = 0,313$$

Dari jumlah perkalian dari fraksi dan panas jenis masing - masing didapat harga $C_{\text{p3k}} = 0,3404$ kCal/ Nm^3 $^{\circ}\text{C}$.

Maka didapat ;

$$\begin{aligned} \theta_{3k} &= \frac{(0,361 \cdot 740) - \frac{(652356,2485)}{(4010,571)} - 0,946}{(0,3404)} \\ &= 304,7 \quad ^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Kesalahan perkiraan temperatur adalah :

$$\begin{aligned} &= \frac{(304,7 - 300)}{300} \cdot 100 \% \\ &= 1,5 \% \end{aligned}$$

BAB VI

CEROBONG ASAP

6.1. Pemilihan cerobong asap.

Cerobong asap sangat berguna, yaitu untuk membuang gas asap yang sudah tidak digunakan lagi. Proses pembuangan gas asap dikarenakan adanya perbedaan tekanan diantara kedua ujung cerobong, yaitu antara tekanan gas asap setelah keluar dari pipa api (B.P.III), masuk ke cerobong, dan tekanan udara luar di ujung cerobong.

Jenis cerobong yang ada diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Tarikan alam (natural draft).
2. Tarikan paksa (mechanical draft).

Tarikan alam (natural draft) ;

Pada tarikan alam ini, perbedaan tekanan dihasilkan karena adanya perbedaan densitas antara gas asap panas cerobong dan udara luar.

Tarikan paksa (mechanical draft);

Untuk menghasilkan perbedaan tekanan guna melawan friksi, diperlukan peralatan tambahan (misalnya fan) yang bekerja.

Pada perencanaan ini digunakan cerobong asap yang menggunakan tarikan alam, dengan bahan dari bata.

- Pada tarikan alam tidak menggunakan peralatan tambahan misalnya fan , sehingga biaya dapat ditekan sedikit mungkin, serta perawatannya tidak rumit.

- Cerobong yang dipakai tinggi, sehingga polusi udara di sekitar pabrik dapat diperkecil.
- Bahan bata konduktifitas panasnya kecil dibandingkan baja, yaitu sekitar $\frac{1}{30} \div \frac{1}{50}$. Disamping itu apabila digunakan bahan dari baja memerlukan perawatan yang sulit, karena baja mudah terkena korosi.

6.2. Dimensi cerobong.

6.2.1. Tinggi cerobong.

Tarikan alam akibat perbedaan tekanan di kedua ujung cerobong dapat dinyatakan sebagai berikut;

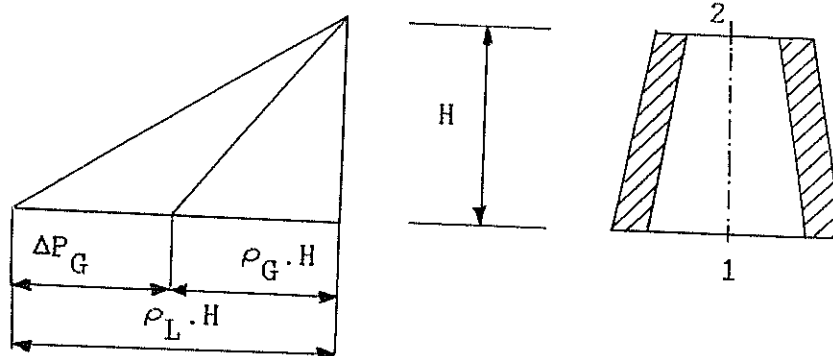
$$P_G = (\rho_L - \rho_G) \cdot H$$

dimana,

ρ_L = masa jenis udara luar pada temperatur 30°C dan tekanan 760 mm.Hg.

ρ_G = masa jenis gas asap pada temperatur rata-rata (θ_{rC}) dan pada tekanan 760 mm.Hg.

H = ketinggian cerobong, direncanakan 40 m.



Gambar.6.1. Dimensi cerobong.

ρ_G dan ρ_L dapat dinyatakan dalam ρ_{oG} dan ρ_{oL} yaitu berat jenis udara pada tekanan 760 mm.Hg dan berat jenis gas asap pada tekanan 760 mm.Hg dan pada temperatur $T_o = 0^\circ\text{C}$.

Pada persamaan gas ideal dinyatakan, pada tekanan yang sama ;

$$\rho \cdot T = \rho_o \cdot T_o$$

Menurut hukum pemuaian gas, volume setiap gas bertambah $\frac{1}{273}$ tiap kenaikan temperatur 1°C . Volume udara atau gas pada $t^\circ\text{C}$ menjadi ;

$$V_t = \left(1 + \frac{t}{273} \right) \cdot V_o = \left\{ \frac{273 + t}{273} \right\} \cdot V_o$$

Dengan demikian untuk masa jenis persamaannya ;

$$\rho_t = \left\{ \frac{273}{273 + t} \right\} \cdot \rho_o$$

Maka persamaan perbedaan tekanan menjadi ;

$$\Delta P_G = \left\{ \frac{273 \cdot \rho_{oL}}{\theta_L} - \frac{273 \cdot \rho_{oG}}{\theta_{rC}} \right\} \cdot H$$

θ_{rC} = temperatur rata-rata gas asap pada cerobong.

$$= \frac{\theta_{mC} + \theta_{kC}}{2}$$

θ_{mC} = temperatur masuk cerobong, direncanakan 300°C

$$= 573 \text{ K}$$

θ_{kC} = temperatur keluar cerobong, dalam Kelvin.

Penurunan temperatur gas asap dalam praktek $0,2 \div 0,5^\circ\text{C}/\text{m}$. Dalam perencanaan ini diambil $0,5^\circ\text{C}/\text{m}$. (ref. 10 halaman 229)

$$\begin{aligned} \text{Maka ; } \theta_{kC} &= (\theta_{mC} - 0,5 \cdot H) \\ &= (300 - 0,5 \cdot 40) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 280^{\circ}\text{C} \\
 &= 553 \text{ K} \\
 \theta_{rC} &= \frac{\theta_{mC} + \theta_{kC}}{2} \\
 &= \left(\frac{300 + 280}{2} \right) = 290^{\circ}\text{C} = 563 \text{ K}
 \end{aligned}$$

$$\theta_L = \text{temperatur udara luar} = 30^{\circ}\text{C} = 303 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}
 \rho_{oL} &= \text{masa jenis udara pada 1 atm dan } 0^{\circ}\text{C} \\
 &= 1,28 \text{ kg/Nm}^3.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \rho_{oG} &= \text{masa jenis gas asap pada } 0^{\circ}\text{C dan 1 atm.} \\
 &= \sum_{i=1}^n X_i \cdot \rho_{oi} \\
 &= (0,115)(1,9768) + (0,212)(0,804) \\
 &\quad + (0,6206)(1,2505) + (0,0524)(1,4289) \\
 &= 1,248 \text{ kg/Nm}^3.
 \end{aligned}$$

Perbedaan tekanan di cerobong (ΔP_G) adalah;

$$\begin{aligned}
 \Delta P_G &= \left\{ \frac{273 \cdot 1,28}{303} - \frac{273 \cdot 1,248}{563} \right\} \cdot 40 \\
 &= 21,924 \text{ kg/m}^2 = 21,924 \cdot 0,9996 \text{ mm.H}_2\text{O} \\
 &= 22,916 \text{ mm.H}_2\text{O}.
 \end{aligned}$$

Dalam praktek, perbedaan yang diijinkan adalah $15 \div 45 \text{ mm.H}_2\text{O}$, maka perencanaan ini sangat aman. { ref. 10 halaman 229)

6.2.2. Diameter cerobong.

Luas penampang cerobong dinyatakan dengan ;

$$F = \frac{M_1 \cdot (273 + \theta_{kC})}{V_G \cdot 3600 \cdot 273}$$

$$\begin{aligned}
 \text{dimana , } M_1 &= \text{laju aliran volumetrik gas asap} \\
 &= 4601,571 \text{ Nm}^3/\text{jam}.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\theta_{kC} &= \text{temperatur keluar cerobong} \\ &= \text{direncanakan } 300^\circ\text{C.} \\ &= 573 \text{ K}\end{aligned}$$

V_G = kecepatan gas asap melalui cerobong

$$, 4 \div 9 \text{ m/s}, \text{ diambil } V_G = 6 \text{ m/s} \quad \swarrow$$

(ref. 10 halaman 229)

$$F = \frac{(4601,571)(273 + 573)}{(6)(3600)(273)}$$

$$= 0,66 \text{ m}^2$$

Diameter cerobong (d_C) adalah;

$$\begin{aligned}d_C &= \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot (0,66)}{\pi}} \\ &= 0,917 \text{ m.}\end{aligned}$$

Dengan didapatkannya harga diameter diatas,
kita mencoba untuk mengecek berapa jumlah
ketel yang dapat memakai dalam satu cerobong
ini.

Untuk kecepatan aliran gas asap = 6 m/s, maka;

$$\begin{aligned}n &= \frac{(3600)(273)(F)(V_G)}{(M_1)(\theta_{rc})} \\ &= \frac{(3600)(273)(0,66)(6)}{(4601,571)(290)} \\ &= 2,91 \text{ buah.}\end{aligned}$$

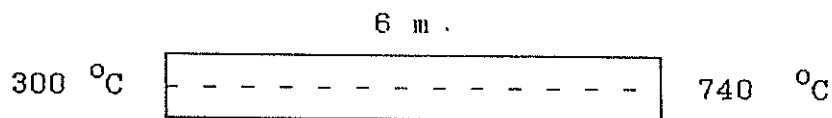
Cerobong yang direncanakan ini, dipakai untuk
jumlah ketel sebanyak 3 buah.

6.3. Kerugian tekanan.

Agar pembakaran sempurna, maka aliran udara harus berjalan dengan baik dan gas asap dapat terdorong keluar cerobong. Udara dan gas asap tersebut mengalami kerugian tekanan akibat melewati instalasi ketel. Kerugian tekanan ini dapat diuraikan sebagai berikut ;

6.3.1. Kerugian tekanan pada pipa gas asap.

Aliran fluida dalam pipa akan mengalami kerugian tekanan akibat adanya friksi. Dengan diketahuinya kekasaran permukaan pipa, bilangan Reynold, dimensi pipa maka faktor gesek akan dapat diketahui.



Gambar.6.2. Dimensi pipa api.

Kecepatan gas asap pada pipa api (V_p) adalah :

$$V_p = \frac{(M \cdot \theta_{rIII} / 273)}{3600 \cdot Z \cdot \pi \cdot \frac{(d_{pd})^2}{4}}$$

$$= 7,677 \text{ m/detik.}$$

Bilangan Reynold (R_e) dinyatakan ;

$$R_e = \frac{\left(\frac{\rho_{oG} \cdot 273}{\theta_{rIII}} \right) \cdot V_p \cdot d_{pd}}{1/\mu G} \quad (1/\mu G)$$

μ_G =viskositas gas asap,diasumsikan setara
Viskositas udara pada 500°C.

$$= 3,55 \cdot 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

$$\rho_{oG} = 1,248 \text{ kg/Nm}^3$$

$$R_e = \frac{\left(\frac{1,248 \cdot 273}{580} \right) \times (17,677) \times (0,0779)}{(3,55 \cdot 10^{-5})}$$

$$= 22785$$

ϵ_P = kekasaran permukaan rata-rata.

$$\frac{\epsilon_P}{d_{pd}} = \frac{0,046}{0,0779} = 5,905 \cdot 10^{-4} \quad \text{Faktor gesek (f)}$$

dicari dengan bantuan diagram Moody.

Harga faktor gesek (f) = 0,0175 .

Tabel.6.1.Kekasaran permukaan (ϵ_P).
(ref.1 hal.273)

Bahan	ϵ_P
Baja komersial atau besi tempa	0,046

Kerugian tekanan pada gas asap (ΔP_p) yaitu ;

$$\Delta P_p = f \cdot \frac{L}{d_{pd}} \cdot \frac{(V_P)^2}{2} \cdot \left(273 \cdot \frac{\rho_{oG}}{\theta_{rIII}} \right)$$

$$= 0,0175 \cdot \left(\frac{6}{0,0779} \right) \cdot \frac{(7,677)^2}{2} \cdot \left(273 \cdot \frac{1,248}{469,12} \right)$$

$$= 28,772 \text{ N/m}^2$$

$$= 2,936 \text{ mm.H}_2\text{O}$$

6.3.2. Kerugian tekanan pada cerobong asap.

Kerugian tekanan juga terjadi di aliran gas asap pada cerobong. Kekasaran permukaan cerobong dianggap = kekasaran beton, $\epsilon = 3$, (ref.9 hal.349), maka harga $\frac{\epsilon}{d_C} = \frac{3}{917} = 0,0033$

$$R_e = \frac{(V_C)(d_C)\left\{\frac{\rho_{oG} \cdot 273}{\theta_{rC}}\right\}}{\mu_G}, \text{ dengan } V_C = 6 \text{ m/s}$$

$$= \frac{(6)(917)\left(\frac{1,248}{290}\right)}{(3,55 \cdot 10^{-5})}$$

$$= 1,8 \cdot 10^3$$

Dari diagram Moody, didapat faktor friksi (f) = 0,027. Kerugian pada cerobong asap (ΔP_C) adalah

$$\Delta P_C = f \cdot \frac{H}{d_C} \cdot (0,5) \cdot (V_C)^2 \cdot \left(\frac{273 \cdot \rho_{oG}}{\theta_{rC}}\right)$$

$$= 0,049 \text{ N/m}^2$$

$$= 0,005 \text{ mm.H}_2\text{O}.$$

6.3.3. Kerugian tekanan pada timbunan bahan bakar.

Udara masuk ke ruang bakar lewat sela-sela rangka bakar dan menembus timbunan bahan bakar. Drop tekanan udara terjadi akibat adanya friksi terhadap timbunan yang menyerupai rangka bakar ; Tebal timbunan bahan bakar (L_a), diperkirakan sama dengan panjang arah tangga = 0,8 m. Kecepatan udara menembus bahan bakar adalah $V_u = 1,5 \text{ m/s}$ (direncanakan).

$$\begin{aligned}\varepsilon_r &= \text{volume porositas/volume bed} \\ &= 0,3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\rho_L &= \text{masa jenis udara sekeliling} \\ &= 1,15 \text{ kg/m}^3.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\mu_L &= \text{viskositas udara sekeliling} \\ &= 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ kg m/s}.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}a_v &= \frac{\text{total permukaan bahan bakar}}{\text{total volume bahan bakar}} \\ &= 1,7\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}D_p &= 6/a_v \\ &= (6/1,7) = 3,529\end{aligned}$$

Parameter untuk memperkirakan aliran udara adalah

$$\begin{aligned}\frac{D_p \cdot \rho_L \cdot V_u}{\mu_L \cdot (1 - \varepsilon_r)} &= \frac{(3,529)(1,15)(1,5)}{(1,8 \cdot 10^{-5})(1 - 0,3)} \\ &= 483136,9\end{aligned}$$

Untuk mengetahui jenis alirannya, bila harga diatas ≤ 1000 = laminar, dan apabila ≥ 1000 adalah turbulen. Maka aliran yang terjadi adalah turbulen, yaitu fluida bergerak dengan kecepatan dan pergerakan partikel - partikel fluida tidak beraturan, sehingga terjadi aliran berputar.

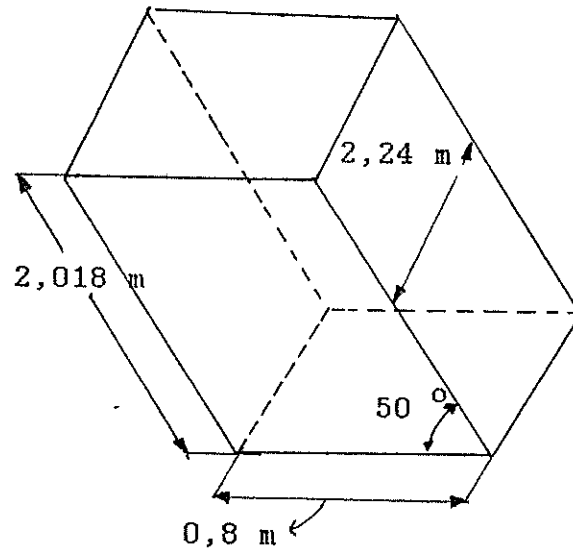
Kerugian tekanan untuk aliran yang turbulen dapat diperkirakan menggunakan persamaan Burke-plumer, yaitu

$$\Delta P_r = \frac{(1,75)(\rho_L)(V_u)^2(1 - \varepsilon_r)^2 \cdot L_a}{D_p \cdot (\varepsilon_r)^3}$$

$$= \frac{(1,75)(1,15)(1,5)^2(1 - 0,3)^3 \cdot 0,8}{(3,529)(0,3)^3}$$

$$= 13,04 \text{ N/m}^2$$

$$= 1,33 \text{ mm.H}_2\text{O}$$



Gambar 6.3 Timbunan bahan bakar.

6.3.4. Kerugian tekanan gas asap masuk dan keluar pipa api

$$\Delta P_m = \left(\frac{273}{\theta_{rIII}} \cdot \rho_G \right) \cdot \frac{(V_p)^2}{2} \cdot \left(\sum K_m \right)$$

dimana K_m = koefisien kerugian.

Untuk aliran masuk lubang pipa yang mempunyai sisi tajam, $K_m = 0,5$. Untuk aliran keluar lubang pipa, $K_m = 1,0$

$$\begin{aligned} \text{maka, } \Delta P_m &= \left(\frac{273}{469,125} \cdot 1,248 \right) (7,677)^2 \cdot (1,5)(0,5) \\ &= 32,018 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

$$= 3,267 \text{ mm.H}_2\text{O}$$

Jumlah kerugian tekanan gas asap adalah ;

$$\begin{aligned}\Delta P_k &= \Delta P_p + \Delta P_C + \Delta P_r + \Delta P_m \\ &= (2,936 + 0,005 + 1,33 + 3,267) \text{ mm.H}_2\text{O}. \\ &= 7,38 \text{ mm.H}_2\text{O}.\end{aligned}$$

Selisih tekanan gas asap oleh tarikan cerobong dengan kerugian tekanan adalah ;

$$\begin{aligned}\Delta P_G - \Delta P_k &= (22,916 - 7,38) \text{ mm.H}_2\text{O} \\ &= 15,536 \text{ mm.H}_2\text{O}\end{aligned}$$

Dengan adanya kondisi kerugian diatas, aliran gas asap masih mengalir secara normal.

BAB VII

KONSTRUKSI KETEL

Ketel uap yang direncanakan, mempunyai satu silinder ketel dengan digantung oleh batang penggantung sebanyak 4 buah, masing-masing 2 buah di depan dan 2 buah di belakang.

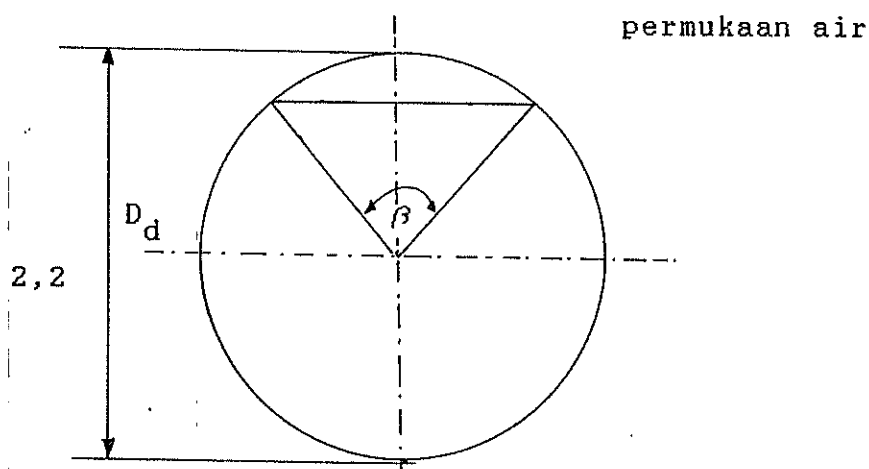
Batang penggantung tersebut dikaitkan pada batang penahan yang mempunyai profil I dan diletakkan horisontal melintang terhadap ketel. Batang penyangga didirikan yang berfungsi untuk menyangga batang penahan.

Pada perhitungan ini, beberapa komponen utama yang kritis menerima beban akan dihitung kekuatannya.

7.1. Berat beban.

7.1.1. Berat air pengisi.

Pada perencanaan ini, jumlah air ketel pada kondisi seperti gambar;



Gambar.7.1. Penampang silinder ketel.

Berat air pengisi ketel ;

$$G_1 = \left\{ D_d^2 \cdot \left(\pi - \frac{(\beta - \sin \beta)}{2} \right) - \pi \cdot d_{pl}^2 \cdot Z \right\} \cdot \left(\frac{L}{4} \cdot \rho_{air} \right)$$

dimana ; D_d = diameter dalam tangki

= 2,2 m (direncanakan)

d_{pl} = diameter luar pipa api

= 0,0889 m (direncanakan)

L = panjang tangki silinder

= 6 m

ρ_{air} = masa jenis air = 1000 kg/m³

β = sudut permukaan air

= 90° (diasumsikan)

Maka , berat air dalam silinder ketel (G_1) ;

$$G_1 = 18501,39 \text{ kg.}$$

7.1.2. Berat silinder ketel (G_2).

Berat silinder ketel ini, terdiri dari berat silinder dan tutup ketel .

$$G_2 = \pi \cdot D_m \cdot s \cdot L \cdot \rho_{st} + 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 \cdot s \cdot \rho_{st}$$

$$\text{dimana ; } D_m = \frac{D_d + D_1}{2} = (2,2 + 2,24)(0,5) \\ = 2,22 \text{ m}$$

s = tebal silinder ketel

= 0,02 (direncanakan)

Z = 60

ρ_{st} = masa jenis baja = 7850 kg/m³

L = 6 m

$$\text{Maka } G_2 = \pi \cdot (2,22)(0,02)(6)(7850)$$

$$+ \pi \cdot (2) \left(\frac{2,24}{2} \right)^2 \cdot (0,02) (7850)$$

$$= 7807 \text{ kg.}$$

7.1.3. Berat pipa gas asap (G_3)

Pada perhitungan berat pipa gas asap ini, ukuran gas asap dianggap sama.

$$G_3 = \pi \cdot \left\{ \frac{(d_{pl})^2 - (d_{pd})^2}{4} \right\} \cdot \rho_{st} \cdot L \cdot Z$$

$$= \pi \cdot \left\{ \frac{(0,0889)^2 - (0,0779)^2}{4} \right\} \cdot 7850 \cdot 6 \cdot 60$$

$$= 4072 \text{ kg.}$$

7.1.4. Berat peralatan bantu (appendage).

Berat peralatan bantu ini sulit ditentukan secara tepat. Pada perencanaan ini, diperkirakan 20 % dari berat silinder ketel.

$$G_4 = 0,2 \cdot G_2 = (0,2) (7807) \text{ kg}$$

$$= 1561,4 \text{ kg}$$

Maka berat total ketel dan air dalam ketel adalah

$$G_t = G_1 + G_2 + G_3 + G_4$$

$$= 31942 \text{ kg.}$$

7.2. Silinder Ketel.

Silinder ketel mempunyai tebal (s) yang dapat dihitung dengan persamaan Siebel (ref.10 hal.398).

$$S = \frac{P \cdot D_d}{\frac{200 \cdot k_s \cdot v_s}{S_F} - P}$$

dimana ; P = tekanan uap maksimum didalam ketel

$$= 15 \text{ bar}$$

D_d = diameter dalam dari silinder ketel

$$= 2,2 \text{ m} = 2200 \text{ mm}$$

v_s = kualitas sambungan las, untuk las yang baik $v_s = 0,8$

S_F = faktor keamanan untuk las butt

$$S_F = 1,5 \text{ (ref.10. hal.398)}$$

k_s = kekuatan bahan silinder.

= dipilih bahan IE (C 12)

$$= 16 \text{ kg/mm}^2$$

Maka;

$$S = \frac{(15)(2200)}{\frac{(200)(16)(0,8)}{1,5} - 15} = 19,507 \text{ mm.}$$

diambil tebal ketel = 20 mm. sehingga diameter luar silinder (D_L) = 2240 mm

Tabel.7.1.Bahan silinder ketel (ref.10 hal 397).

Bezeichnung der Stähle	alt neu	I E C 12	II E C 18	IV E C 26	20 Mn 3	20 Mn 6
Bestandteile %	C ~ Si ~ Mn ~	0.12 — 0.40	0.18 0.20 0.40	0.25 0.26 0.60	0.20 0.36 0.80	0.20 0.46 1.3
Zugfestigkeit kg/mm ²		35—45	41—60	47—66	47—66	60—80
Streckgrenze kg/mm ² bei 20°		10	22	25	27	30
Berechnungsfestigkeit (K) in kg/mm ² bei Wandtemperatur von k — K/1.5	100° 200° 250° 300° 350° 400° 450° 500°	18 10 14 12 10 7 (4) —	21 18 10 14 12 9 (6) —	24 22 20 18 15.5 12 7 (3)	26 26 23 21 18 14.6 10 4	29 28 26 23 20 16.5 13 8

7.3. Batang penggantung.

Batang penggantung adalah batang tempat bergantungnya beban. Pada perencanaan ini, batang penggantung yang digunakan adalah batang yang ditebuk ditengah, kemudian di kedua ujungnya diberi ulir, yang dapat dipasang mur sebagai penahan.

Beban berat yang ada, diasumsikan beban statis aksial murni yang diterima oleh 4 batang penggantung. Dipilih bahan dari St.38.13 dengan metode pembuatan ulir secara potong (cut threads) yang mempunyai kekuatan bahan (σ_F) = 30,4 kg/mm². Beban yang bekerja dianggap statis, maka ;

$$\sigma_{zull} = 0,6 \cdot \sigma_F = 0,6 \cdot 30,4 = 18,24 \text{ kg/mm}^2.$$

Diameter penggantung drum (d_m) adalah ;

$$d_m \geq \sqrt{\frac{G_t}{(2) \cdot \pi \cdot \sigma_{zull}}}$$

$$\geq 16,694 \text{ mm.}$$

Maka , pada perencanaan ini, diambil diameter penggantung ketel adalah 17 mm, dengan ulir M 17 . Untuk mur dengan bahan yang sama dengan ulir dari batang penggantung ketel, sehingga ;

$$\begin{aligned} \text{Tinggi mur} &= 0,8 \cdot d \\ &= 0,8 \cdot 16,694 \text{ mm} \\ &= 13,355 \text{ mm} \end{aligned}$$

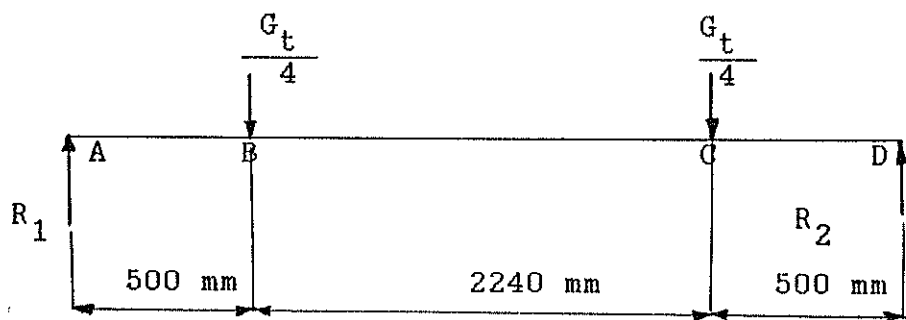
(ref. 12 halaman 192).

Tabel.7.2.Bahan batang penggantung.
(ref.12 hal 196)

Material	St.38.13	
	σ_B (kg/mm ²)	σ_F (kg/mm ²)
Batang halus	43	29
Berulir dengan metode pembuatan ;		
- Potong (cut threads)	45,4	30,4
- Roll (Rolled threads)	59,7	44,5
- Potong + Roll (cut-threads, rolled subsequently)	57,5	48

7.4. Batang penahan.

Batang penahan digunakan untuk menahan batang penggantung yang menerima beban berat drum beserta perlengkapannya. Disini akan diasumsikan bahwa beban dari penggantung terpusat pada titik B dan C dan diterima pada satu titik saja.



Beban yang bekerja pada satu kaki penahan adalah $\frac{G_t}{4}$

$$= \frac{31942}{4} \text{ kg} = 7985,5 \text{ kg}$$

Besarnya momen untuk bidang y z adalah (M_z), yaitu

$B \leq z \leq C$ adalah $M_z = (500)(G_t/4)(2)$.

$$M_z = 7985500 \text{ kg.mm.}$$

Bahan dari St.37.11.

Momen ini diterima oleh susunan 2 batang penahan.

Tegangan akibat momen lentur (σ_{Bz}) ;

$$\sigma_{Bz} = \frac{M_z}{W_b}$$

dimana, W_b = section modulus pada sumbu x

$$= 245 \text{ cm}^3, \text{ untuk designation [22}$$

$$= 490 \text{ cm}^3, \text{ untuk 2 batang}$$

$$\sigma_{Bz} = \frac{7985500}{490} = 1629,591 \text{ kg/cm}^2.$$

sementara itu, kekuatan bahan dipilih dari tabel (ref.12 hal 100). Bahan St.37.11 dengan $\sigma_B = 37 \div 45$

kg/mm^2 . Diasumsikan lebih lanjut bahwa faktor keamanan

$S_F = 2,2$ dimana dalam praktek $S_F = 1,8 \div 2,5$. Maka

besarnya tegangan yang diijinkan bekerja pada bahan ini adalah $\sigma_{zull} = \frac{\sigma_F}{S} = 1681,82 \div 2045,45 \text{ kg/cm}^2$

Pada akhirnya didapat $\sigma_{Bz} = 1629,591 \text{ kg/cm}^2$

Ternyata $\sigma_{Bz} < \sigma_{zull}$, ternyata perencanaan aman.

7.5. Batang penyangga (Q_p)

Batang penahan yang sudah direncanakan akan disangga dibagian ujung-ujungnya oleh batang penyangga berprofil I .

Beban yang diterima oleh batang penyangga adalah ;

- Berat ketel beserta isi dan perlengkapannya.
- Berat batang penahan.

$$Q_p = \frac{G_t}{4} + G_B$$

$$\text{dimana, } \frac{G_t}{4} = \frac{31942}{4} \\ = 7985,5 \text{ kg.}$$

$$G_B = \text{berat batang penahan} \\ = 95 \text{ kg/batang}$$

Maka;

$$Q_p = (7985,5 + 95) = 8080,5 \text{ kg}$$

Tabel.7.3.Bahan batang penyangga (ref.12).

Material	σ_p (kgf/cm ²)	E (kgf/cm ²)	σ_k (kgf/cm ²)	λ	L_k
Baja St.37	2050	$2,1 \cdot 10^6$	$20,7 \cdot 10^6$	100	25.d
Baja St.60	2400	$2,1 \cdot 10^6$	$20,7 \cdot 10^6$	93	23.d

dimana , σ_p = tegangan proporsional

σ_k = tegangan tekukan (buckling stress)

$$\lambda = \frac{L_k}{i_y} = \text{jari-jari girasi}$$

L_k = panjang tekukan bebas (free buckling stress).

Batang penyangga dipilih standard profil IP.20 dan bahan dari St.37.

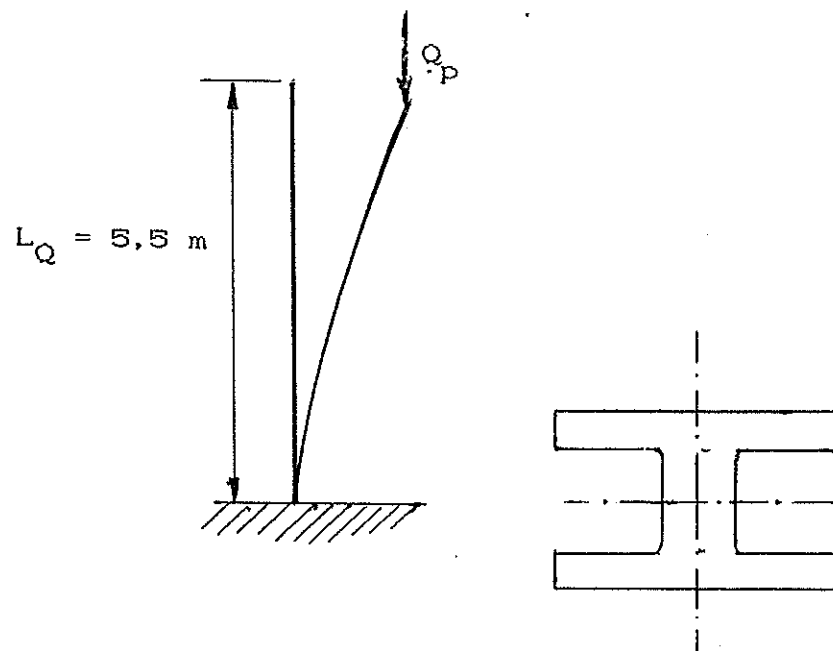
$$F_p = \text{luas penampang} \\ = 82,7 \text{ cm}^2$$

$$i_y = \text{jari-jari girasi} \\ = 5,08 \text{ cm.}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

Tegangan yang terjadi pada batang (σ) ;

$$\sigma = \frac{Q_p}{F_p} = \frac{8080,5}{82,7} = 97,7 \text{ kg/cm}^2.$$



Gambar.7.2.Illustrasi pembebanan batang penyangga.

Panjang tekukan bebas L_k :

(dari referensi 12 halaman 53 Volume I)

$$\begin{aligned} L_k &= 2 \cdot L_Q \\ &= 11 \text{ m.} \end{aligned}$$

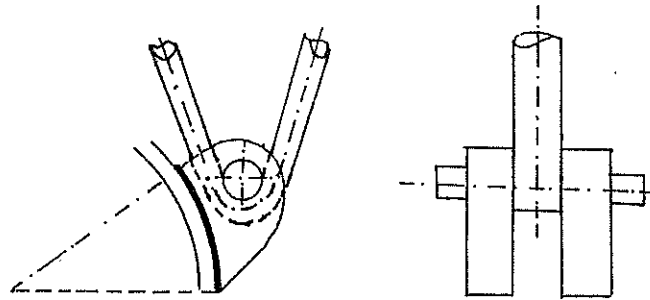
Agar tidak terjadi buckling pada batang, harus dipenuhi syarat $\sigma < \sigma_k$, dimana;

$$\begin{aligned} \sigma_k &= \frac{(\pi)^2 \cdot (I_y)^2 \cdot (E)}{(L_k)^2 (S_k)} \\ &= 442,04 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Disini terlihat bahwa $\sigma < \sigma_k$, sehingga tidak terjadi tekukan pada batang.

7.6. Penggantung ketel

Batang penggantung disatukan ke silinder dengan dilakukan pengelasan.



Gambar.7.3.Penggantung ketel.

Tegangan yang terjadi pada las (ρ) adalah ;

$$\rho = \frac{G_t/4}{k \cdot l_n}$$

dimana ; l_n = panjang efektif las .

$$= (2) \cdot \left\{ \frac{20}{180} \cdot \pi \cdot D_L + C \right\}$$

C = tebal plat penggantung

= 2 cm (diasumsikan).

k = tebal las

$$= C \cdot \sin 45^\circ = 1,414 \text{ cm.}$$

$$\text{Maka , } l_n = (2) \cdot \left(\frac{20}{180} \cdot \pi \cdot 2,24 + 1,414 \right)$$

$$l_n = 159,209 \text{ cm.}$$

$$\rho = \frac{G_t/4}{k \cdot l_n} = \frac{7985,5}{(1,414)(159,209)} \text{ kg/cm}^2$$

$$\rho = 35,471 \text{ kg/cm}^2$$

Kekuatan bahan penggantung ketel (ρ_{zull}) ;

$$\rho_{zull} = \gamma \cdot \gamma_2 \cdot \sigma_{zull}$$

dimana γ dan γ_2 merupakan faktor yang tergantung jenis dan kualitas dari las. Hal ini ditunjukkan pada tabel berikut ;

Tabel.7.4.Faktor γ (ref.12).

Jenis las	jenis beban	γ untuk tegangan statis
Butt	Tarik	0,75
	Tekan	0,85
	Tekuk	0,8
	Geser	0,65
Fillet	semua jenis beban	0,65

Tabel.7.5.Faktor γ_2 ,(ref.12).

Kwalitas las	γ_2
N (normal)	0,5
F (kuat)	1

Tabel.7.6.Bahan plat penggantung, (ref.12).

Kwalitas las	Kekuatan tarik (kg/mm ²)					
	St.00	St.37	St.42	St.52	St.60	S(%)
N	25	28	30	-	-	5 ÷ 10
F	27	30	33	40	44	10
S	-	37	40	52	55	15

Diambil bahan St.37 dengan $\sigma = 3700 \text{ kg/cm}^2$.

Faktor keamanan (SN) = $2 \div 3$,(ref.12)

$$\text{Kekuatan bahan (} \sigma_{\text{zull}} \text{)} = \frac{\sigma}{\text{SN}} = \frac{3700}{2}$$

$$= 1850 \text{ kg/cm}^2$$

Jenis pengelasan yang digunakan adalah butt dengan

kwaliitas normal, jenis bebannya adalah tarik, maka ;

$$\gamma = 0,75$$

$$\gamma_2 = 0,5$$

$$\begin{aligned}\text{Kekuatan bahan las , } \rho_{\text{zull}} &= \gamma \cdot \gamma_2 \cdot \sigma_{\text{zull}} \\ &= (0,75)(0,5)(1850) \text{ kg/cm}^2 \\ &= 693,75 \text{ kg/cm}^2.\end{aligned}$$

Terlihat bahwa $\rho < \rho_{\text{zull}}$, maka kekuatan las mampu menahan pembebanan.

7.7. Pipa Penahan (Stay Pipe).

Pipa penahan berfungsi sebagai penahan mantel dari tangki ketel, akibat tekanan dari dalam ketel, sehingga tutup mantel tidak mengalami lenturan kearah luar. Selain itu pipa penahan juga berfungsi untuk penyalur gas asap.

Untuk perhitungan ini, gaya yang bekerja pada tutup mantel (karena tekanan uap dari dalam ketel) adalah :

$$P_t = \frac{\pi}{4} (d_{m2}^2 - 60 d_{1p}^2) \cdot P$$

Persamaan diatas memberi anggapan bahwa semua gaya akibat tekanan uap (dalam arah longitudinal) hanya ditahan oleh pipa penahan saja.

Dimana ;

$$\begin{aligned}d_{m2} &= \text{diameter dalam mantel} \\ &= 220 \text{ cm.}\end{aligned}$$

$$d_{1p} = \text{diameter luar pipa penahan.}$$

$$P = \text{tekanan uap dari dalam ketel}$$

Ukuran pipa penahan dipilih dengan ukuran nominal (

nominal size) 3 in, schedule 160 , dengan ;

$$d_{ip} = 8,89 \text{ cm.} , s_{pp} = \text{tebal pipa} = 1,10998 \text{ cm}$$

$$d_{pr} = \text{diameter pipa rata-rata}$$

$$= d_{ip} - s_{pp} = 8,89 - 1,10998 = 7,78 \text{ cm.}$$

Sehingga ;

$$P_t = \frac{\pi}{4} (220^2 - 60.8,89^2). 15$$

$$= 514072 \text{ kg}$$

Tabel.7.7.Bahan pipa api (ref.10 hal.391)

Bahan Baja	Tegangan yang diijinkan (kg/cm ²)		
	Temperatur s/d 120 ^o C	Temperatur 120 - 300 ^o C	Temperatur 300 - 400 ^o C
St.35.29	800	640	500
St.45.29	1000	800	640
St.55.29	1250	1000	800

Bahan pipa dipilih St.55.29, dengan temperatur kerja dari pipa adalah 120 - 300^oC, maka tegangan yang diijinkan adalah 1000 kg/cm².

Jumlah pipa penahan (z_p);

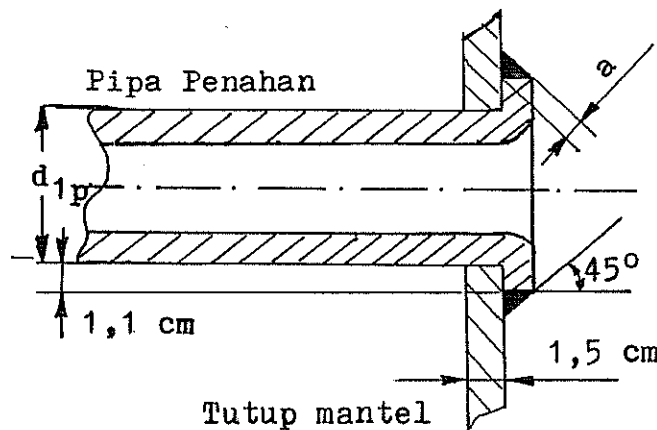
$$z_p = \frac{P_t}{\pi \cdot d_{pr} \cdot s_{pp} \cdot \sigma}$$

$$= \frac{514072}{\pi \cdot 7,78 \cdot 1,10998 \cdot 1000} = 18,9 \text{ buah.}$$

Pada perencanaan ini diambil jumlah pipa penahan = 20 buah .

Bagian yang paling kritis adalah bagian yang dilas

yaitu sambungan las antara pipa penahan dengan mantel tangki.



Gambar.7.4.Sambungan las pipa penahan.

Untuk sambungan seperti diatas, berlaku hubungan ;

$$\frac{P_t}{a \cdot l_n} < \rho_{zull}$$

$$\text{dimana } \rho_{zull} = \gamma \cdot \gamma_2 \cdot \sigma_{zull}$$

dimana ,

$$\gamma = 0,85 \text{ (jenis beban tekan)}$$

$$\gamma_2 = 1 \text{ (dipilih untuk strong welding)}.$$

$$\begin{aligned} \text{Maka } \rho_{zull} &= 0,85 \cdot 1 \cdot 1000 \\ &= 850 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

$$l_n = \pi \cdot d \cdot z_p = \text{panjang efektif las.}$$

$$= \pi \cdot (d_{1p} + (2 \times 1,1)) \cdot z_p$$

$$= 696,452 \text{ cm.}$$

$$a = 2 \cdot \sin 45^\circ$$

$$= 1,414 \text{ cm.}$$

Sehingga ;

$$\frac{P_t}{a \cdot l_n} = \frac{514072}{1,414 \cdot 696,452} = 522,01 \text{ kg/cm}^2, < \rho_{zull}$$

Pengelasannya aman.

Jadi jumlah pipa gas asap seluruhnya sebanyak 60 buah, dimana yang 20 buah diantaranya sebagai pipa penahan. dan juga berfungsi sebagai penyalur gas asap.

7.8. Luas Bidang Pemanas

Setelah semua ukuran dari ketel diketahui, maka luas bidang pemanas dari ketel ini dapat kita hitung sebagai berikut;

$$H_p = (40 \cdot \pi \cdot d_{dp} \cdot L) + (20 \cdot \pi \cdot d_{2p} \cdot L) + (\pi/2 \cdot d_{m1} \cdot L) + (3/4 \cdot \pi + 1/2) \cdot \frac{(d_{m2})^2}{4} - (\pi/4 \cdot (d_{2p})^2 \cdot 20) - (\pi/4 \cdot (d_{1p})^2 \cdot 40)$$

dimana;

$$d_{dp} = \text{diameter dalam pipa api} = 0,0779 \text{ m}$$

$$L = 6 \text{ m}$$

$$d_{m1} = \text{diameter luar tangki} = 2,24 \text{ m}$$

$$d_{m2} = \text{diameter dalam tangki} = 2,20 \text{ m}$$

$$d_{2p} = \text{diameter dalam pipa penahan} = 0,0667$$

$$d_{1p} = \text{diameter luar pipa penahan} = 0,0889 \text{ m}$$

$$d_{\text{luar.p}} = \text{diameter luar pipa api} = 0,0889 \text{ m}$$

Sehingga;

$$\begin{aligned} H_p &= (40 \cdot \pi \cdot 6 \cdot 0,0779) + (20 \cdot \pi \cdot 0,0667 \cdot 6) + \\ &+ (\pi/2 \cdot (2,24)(6)) + (3/4 \cdot \pi + 0,5)(2,2)^2(0,25) \\ &- (\pi/4 \cdot (0,0667)^2 \cdot 20) - (\pi/4 \cdot 20 \cdot (0,0889)^2 \cdot 40) \\ &= 58,7588 + 25,155 + 21,119 + 3,455 - 0,098 - 4,962 \\ &= 103,4 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Jadi, luas bidang pemanas pada perencanaan ini masih sesuai dengan batas persyaratan dari ketel H.R.T, yaitu; dengan luas bidang pemanas = $15 \div 350 \text{ m}^2$.

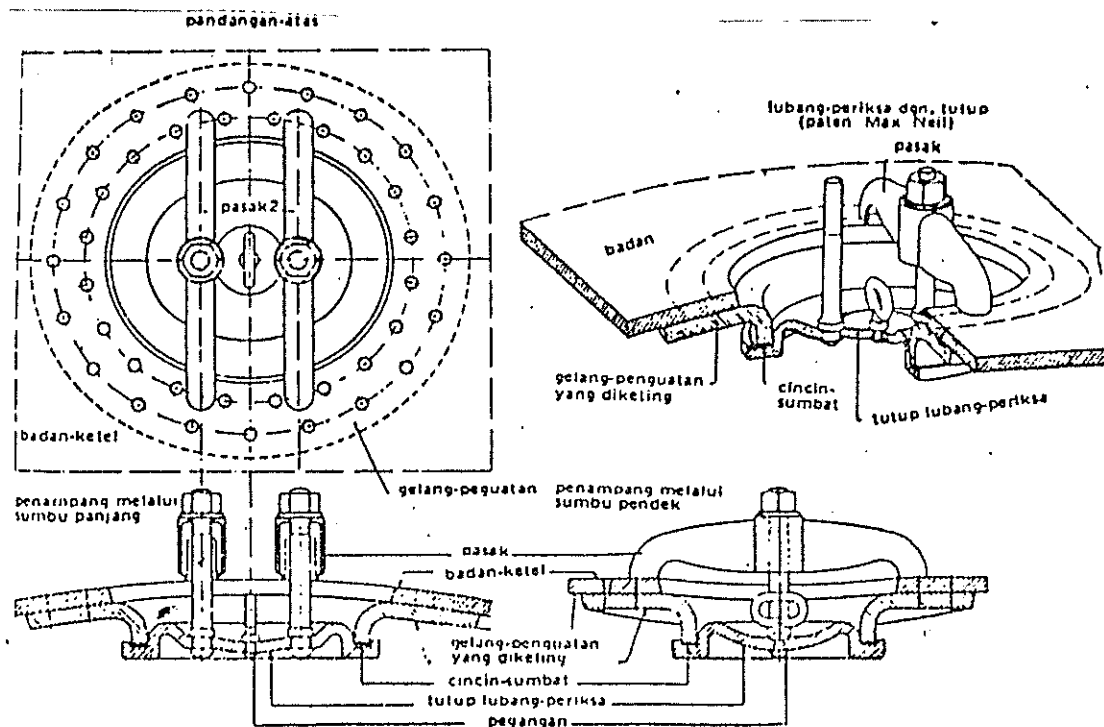
BAB VIII

APPENDAGE KETEL

Appendage ketel ini digunakan berfungsi sebagai pelengkap agar ketel dapat beroperasi dengan aman. Adapun appendage ini adalah ;

8.1.Man hole.

Man hole adalah suatu lubang pada ketel yang dapat dimasuki orang, yang gunanya Untuk melakukan pembersihan dan pemeriksaan pada bagian dalam ketel. Bentuknya ellips, hal ini memungkinkan dimasukkannya ke dalam ketel dan menutupnya dari bagian dalam. Hal ini untuk menghindari tutup tersebut terlepas akibat tekanan uap.



Gambar.8.1.Man hole.

8.2. Gelas penduga.

Gelas penduga berfungsi untuk mengukur tinggi air di dalam ketel. prinsip kerjanya sesuai dengan hukum bejana berhubungan. Pada bagian bawah peralatan ini dihubungkan dengan air ketel, sedangkan dibagian atas peralatan ini berhubungan dengan uap air. Didalam rangkaian bawah dari gelas penduga ini, ada keranjang kecil yang didalamnya terdapat sebuah peluru kecil. Jika gelas pecah, maka peluru ini akan tertekan oleh air, sehingga menghalangi air untuk keluar. Sebuah sumbat tembaga didalam gelas sebelah mengakibatkan aliran aliran uap kecil dan tidak membahayakan.

Untuk mengganti gelas yang pecah ini, dengan cara menutup keran uap, sehingga uap tidak dapat keluar dan kemudian gelas yang baru dapat dipasang.

8.3. Manometer.

Manometer ini berfungsi untuk mengukur tekanan gage uap didalam ketel. Manometer ini terdiri dari pipa lengkung dengan penampang berbentuk dengan bebas. Jika tekanan uap masuk kedalam pipa yang picak, maka pipa ini akan menjadi bujur telur, karena tekanan dari dalam dan karena itu ujung yang bebas akan bergerak keluar. Gerak yang tergantung dari tekanan uap ini diteruskan oleh sebuah batang penarik kecil kepada sektor (juring) gigi atau kwadran yang dilekatkan, yang dapat bergerak pada sumbunya.

Pipa melengkung yang terletak sebelum katup Manometer diisi dengan air, karena uap panas dari ketel tidak langsung masuk ke peralatan, sehingga mengacaukan sistem kerja Manometer. Selain itu juga berfungsi untuk menghindari temperatur yang tinggi. Dengan adanya tekanan, pipa yang melengkung pada Manometer ini akan terdefleksi. Gerakan tersebut diperbesar melalui roda gigi untuk menggerakkan jarum penunjuk pada skala tekanan.

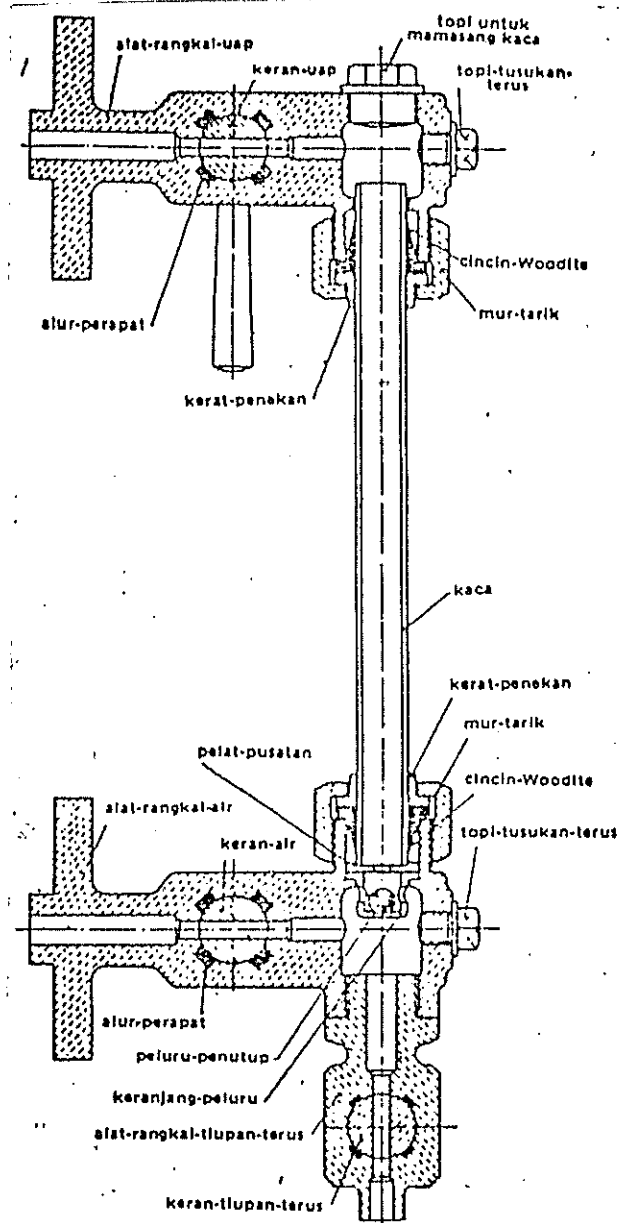
8.4. Peluit bahaya.

Alat ini berfungsi bila air turun melebihi batas yang diperbolehkan, dengan isarat bunyi. Bagian bawah peluit bahaya ini dihubungkan dengan pipa ke bagian air pada batas minimal yang diperbolehkan. Adanya udara yang berada pada pipa, menghindarkan kemungkinan air bersinggungan dengan sumbat lebur. apabila air turun melebihi batas kritis, uap akan masuk ke pipa dan meleburkan sumbat lebur yang mempunyai titik lebur yang rendah, selanjutnya uap meniup peluit bahaya tersebut.

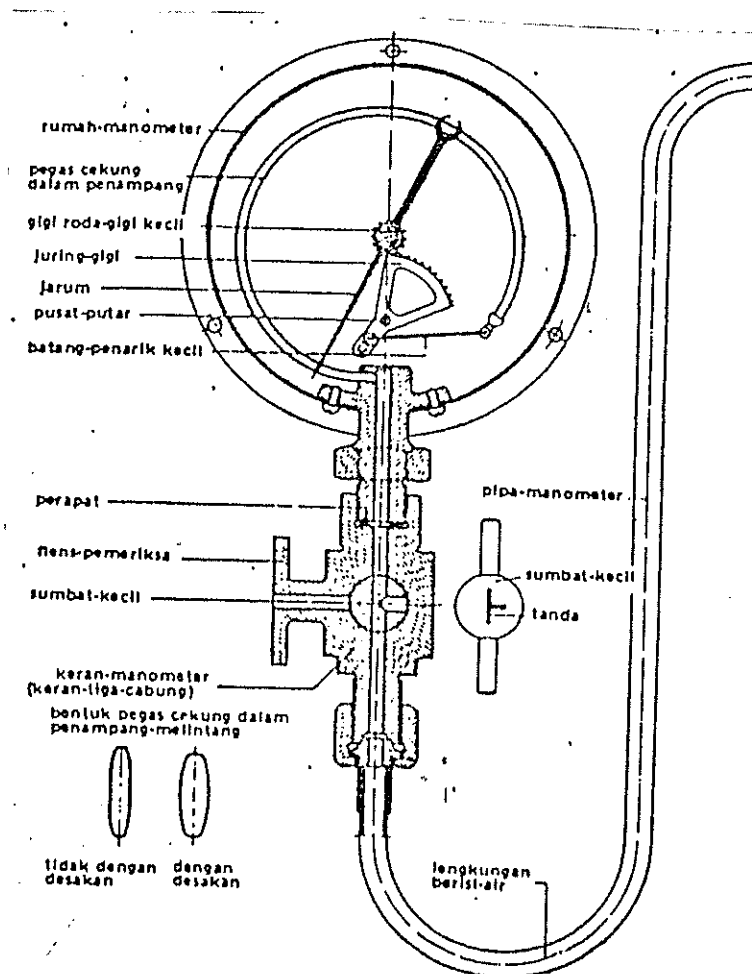
8.5. Katup pembilas.

Katup pembilas ini berfungsi untuk mengeluarkan sebagian atau seluruhnya air ketel. Ketel dikosongkan sebagian bila ketel hendak diperiksa ataupun dibersihkan. Melalui katup ini, endapan-endapan yang terkumpul pada dasar ketel dapat dibersihkan. Katup

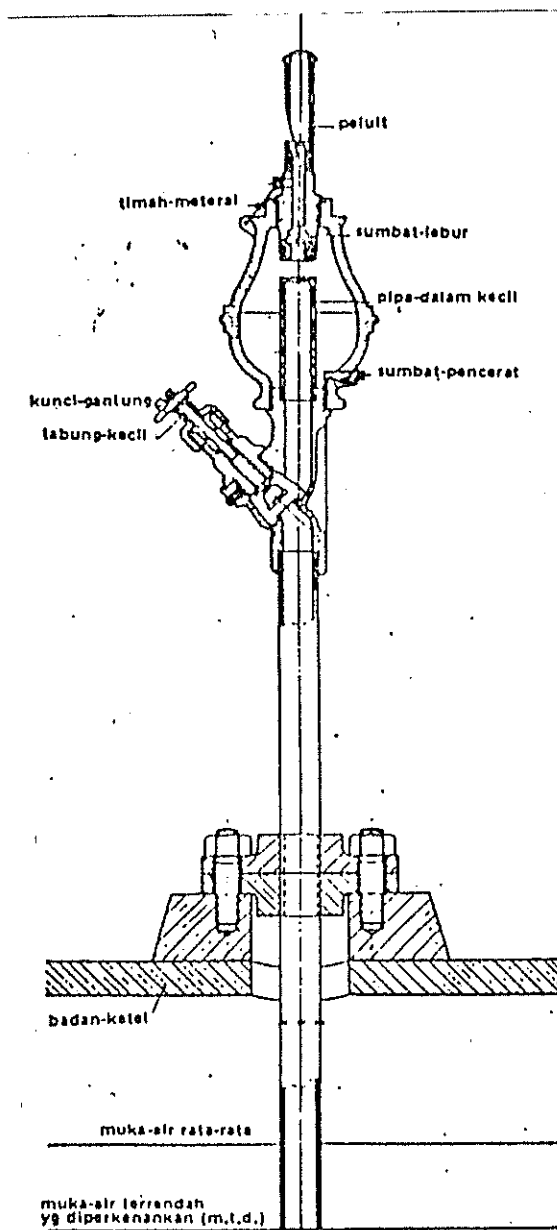
ini diletakkan di bagian bawah silinder ketel.



Gambar.8.2.Gelas penduga.



Gambar.8.3.Manometer Bourdon.

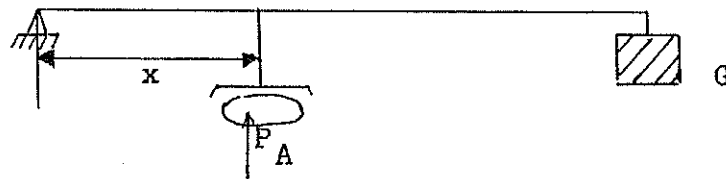


Gambar.8.4.Peluit bahaya.

8.6. Katup pengaman

Peralatan ini berfungsi untuk menjaga agar tekanan uap tidak melebihi ketentuan. Tekanan dibatasi sampai 15% diatas tekanan tertinggi yang masih diperbolehkan. Biasanya, katup pengaman yang sering digunakan yaitu katup pengaman dengan beban pegas dan katup pengaman dengan beban berat.

Prinsip kerja katup pengaman dengan beban berat adalah ;



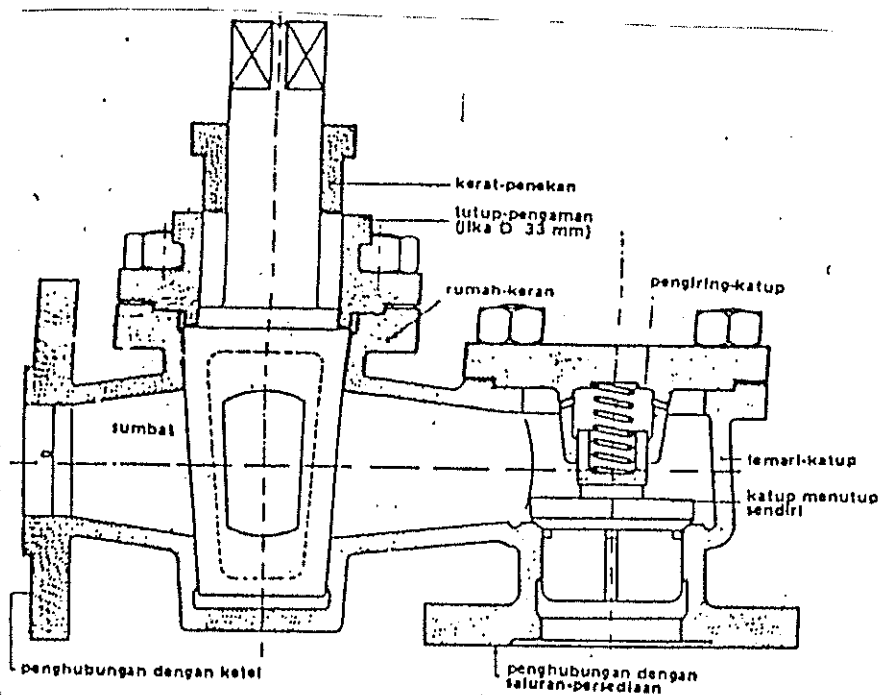
Gambar.8.5.Katup pengaman.

Katup akan menutup akibat beban berat G melalui tuas penghubung. Beban G sebelumnya di kalibrasi terhadap tekanan maksimum yang diijinkan. Apabila harga $P_A \cdot x > G$, artinya tekanan melebihi batas, katup terdorong ke atas (terangkat) dan uap akan keluar. Sedangkan katup dengan beban pegas, prinsip kerjanya sama, hanya beban berat G diganti dengan tekanan pegas.

8.7. Alat pengisi air ketel.

Alat yang digunakan adalah Injektor, pesawat ini berfungsi untuk mengisi air persediaan kedalam ketel. Pengisian air ini dikerjakan pada waktu ketel

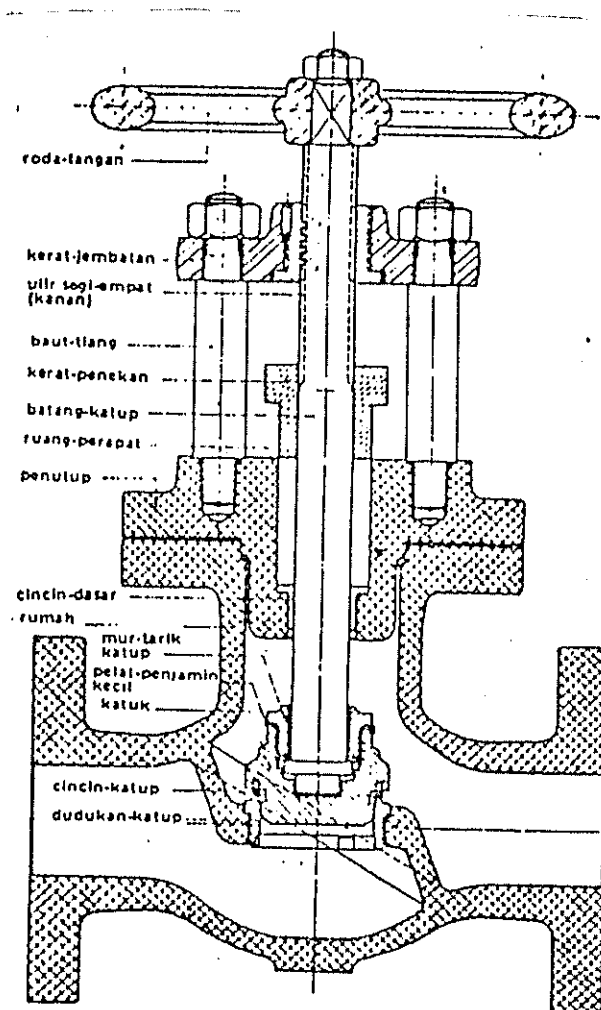
bekerja, maka pesawat ini harus membawa air kedalam ketel dengan tekanan yang lebih besar dari tekanan vap didalam ketel.



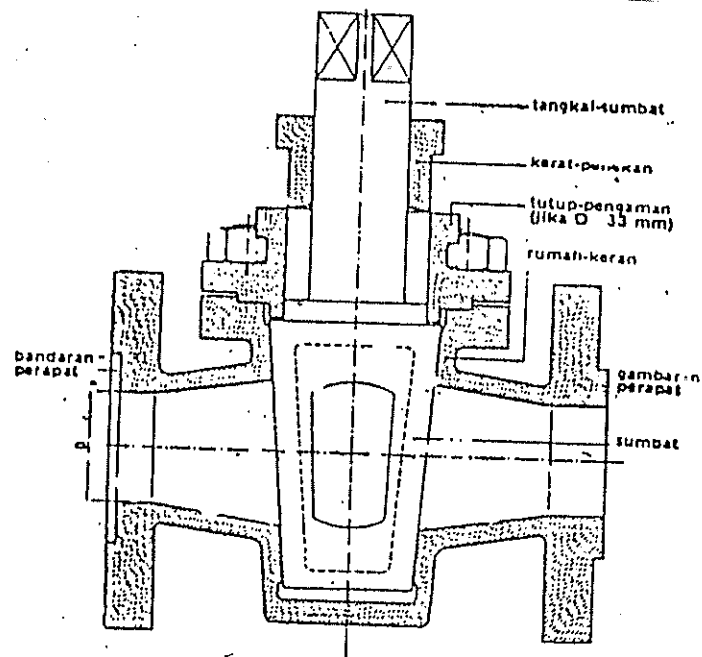
Gambar.8.5.Injektor.

8.8. Katup Pada Saluran Uap.

Uap yang dihasilkan oleh ketel uap dialirkan oleh saluran (pipa-pipa) menuju tempat pemakaian. Pada saluran uap ini dipasang katup yang bisa membuka atau menutup aliran uap. Pada ketel ini dipasangkan katup uap lurus.



Gambar.8.6.Katup pada saluaran uap keluar dari ketel.



Gambar.8.7.Katup Pembilas.

BAB IX

KESIMPULAN

Dari perhitungan - perhitungan perencanaan yang telah dilakukan, didapatkan hasil perencanaan yang berupa rancangan ketel uap. Berikut ini adalah data-data teknis dari ketel uap yang direncanakan, yang merupakan kesimpulan, dari seluruh perencanaan.

1. Data teknis umum.

Jenis ketel uap : Horizontal Return Tubular.
Produksi uap : 2500 ton/jam uap jenuh.
Tekanan kerja : 15 bar absolut.
Luas bidang pemanas : $103,4 \text{ m}^2$.
Bahan bakar : ampas tebu (bagasse).
Temperatur air pengisi ketel : 27°C .

2. Bahan bakar.

Nilai pembakaran bawah : 2316,171 kCal/kg B.B.
Kebutuhan udara (L_s) : 4871,6 kg/jam.
Gas asap yang terjadi : $4,924 \text{ Nm}^3/\text{kg.B.B.}$
Laju pemakaian bahan bakar : 934,519 kg B.B /jam
Efisiensi ketel : 70,94 %

3. Ruang bakar yang digunakan, ruang bakar dengan rangka bakar bertangga (step grate furnace).

Volume ruang bakar : $7,714 \text{ m}^3$
Beban ruang bakar : $0,28 \cdot 10^6 \text{ kCal/m}^3\text{jam.}$
Beban rangka bakar : $0,343 \cdot 10^6 \text{ kCal/m}^2\text{jam}$
Luas rangka bakar : $6,314 \text{ m}^2$

4. Tangki.

Diameter luar : 2240 mm.

Tebal pelat : 20 mm.

Panjang : 6000 mm.

Jumlah pipa gas asap : 60 buah, dimana 20 buah diantaranya sebagai pipa penahan (stay pipe).

5. Cerobong.

Diameter dalam : 0,917 m

Tinggi : 40 m.

Cerobong yang direncanakan dapat dipakai untuk jumlah ketel sebanyak 3 buah ketel.

6. Luas bidang pemanas.

Luas bidang pemanas pada perencanaan ini = $103,4 \text{ m}^2$.

Sedangkan untuk ketel jenis H.R.T. luas bidang pemanas yang diijinkan adalah $15 \div 350 \text{ m}^2$.

DAFTAR PUSTAKA

1. Benjamin, Streter.L , Fluid Mechanics, Mc.Graw-Hill International Book Company, Tokyo, 1981.
2. Bab Cox & Wilcox, Steam Its Generation And Use, The Bab Cox & Wilcox Company, New York.
3. Chatab, Pesawat Kalori, Pradnya Paramita, Jakarta, 1972.
4. Elonka, Stephen M and Kohan, Anthony L, Standard Boiler Operators Question & Answer, Tata Mc.Graw-Hill Publishing Company, Ltd, Bombay, New Delhi, 1969.
5. Higgins, Alex & elonka, Stephen M, Boiler Room Question and Answers, Second Edition, McGraw-Hill Book Company, Inc, New York, 1976.
6. Holman, J P, Heat Tranfer, Fourth Edition, Mc.Graw-Hill Book Company, Inc, New York, 1976.
7. Hugot, E, Hand Book of Cane Sugar Engineering, Second Completely Revised Edition, Elseiver Publishing Coy, Amsterdam-London-New York, 1972.
8. Johnson, Allen, J & Auth, George H, Fuels and Combutions Hand Book, First Edition, Mc.Graw-Hill, New York, 1951.
9. Kreith, Frank, Pinciples of Heat Tranfer, Third Edition International Texbook Company, New York, 1973.
- 10.Ledinegg, Maximilian, Dampferzeugung, Dampferkessel Feurungen, Springel-Verlag, Wien, 1952.
- 11.Mikheyev, M, Fundamentals of Heat Tranfer, Peace Publishing, Moscow.

12. Niemann, Gustav, Machine Elements , Springel-Verlag ,
Berlin , 1970.
13. Popov, E P, Mechanics of Material, Second Edition,
Prentice Hall of India, New Delhi, 1978.
14. Perkin, Henry C & Reynold, William C, Harahap,
Termodinamika Teknik, Erlangga, Jakarta, 1983.
15. Salibury, Kent's , Mechanical Engineering Hand Book,
Power Volume, John Wiley and Sons, Ins, New York,
1950.
16. Samudro, M, Pengantar Mesin Konversi Energi, Bandung,
1979.
17. Shields, Carl D, Boiler Types, Characteristics and
Function, F.W.Dodge Corporation, New York, 1961.

DAFTAR NOTASI

A_{CO_2}	: Derajat kehitaman gas CO_2
A_F	: Derajat kehitaman nyala api.
A_G	: Derajat kehitaman gas asap.
A_{H_2O}	: Derajat kehitaman uap H_2O .
A_P	: Luas penampang lubang pipa gas asap.
A_{PP}	: Luas penampang lubang pipa penahan.
A_{wr}	: Derajat kehitaman rata-rata.
A_{w1}	: Derajat kehitaman silinder ketel.
A_{w2}	: Derajat kehitaman lubang penyalur gas asap.
A_{w3}	: Derajat kehitaman bata tahan api.
a	: Prosentase abu dalam bahan bakar.
a_v	: Total permukaan partikel/total volume partikel.
B	: Laju pemakaian bahan bakar teoretis.
B_s	: Laju pemakaian bahan bakar sebenarnya.
C	: Faktor bentuk pada radius ekuivalen.
C_a	: Panas jenis abu.
C_{PA}	: Panas jenis gas asap pada temperatur θ_A .
C_{p1k}	: Panas jenis asap pada temperatur θ_{1k}
C_{p1m}	: Panas jenis gas asap pada temperatur θ_{1m}
c	: Tebal plat penggantung
D	: Laju produksi uap
$D!$: Laju produksi uap sebenarnya
D_d	: Diameter dalam silinder ketel
D_l	: Diameter dalam silinder ketel.
D_m	: Diameter rata-rata silinder ketel.
D_c	: Diameter cerobong.
d_p	: Diameter nominal pipa gas asap.

d_{pd}	: Diameter dalam pipa gas asap.
d_{pl}	: Diameter luar pipa gas asap.
d_{pg}	: Diameter batang penggantung.
d_{pp}	: Diameter nominal pipa penahan.
E	: Modulus elastisitas.
F_B	: Luas dinding ruang bakar.
F_p	: Luas penampang batang penyangga.
F_{RB}	: Luas total rangka bakar.
F_S	: Luas sela-sela rangka bakar.
F_w	: Luas dinding ruang bakar.
F_t	: Gaya yang bekerja pada tutup silinder ketel.
F_{w1}	: Luas permukaan silinder ketel.
F_{w2}	: Luas penampang penyalur gas asap.
F_{w3}	: Luas permukaan dinding bata tahan api.
F_1	: Luas dinding saluran gas asap.
F_2	: Luas permukaan silinder ketel pada B.P.II.
F_3	: Luas penampang saluran gas asap.
F_{III}	: Luas bidang pemanas III.
f	: Faktor friksi.
G_t	: Berat total ketel uap dan isinya.
G_1	: Berat air dalam ketel.
G_2	: Berat silinder ketel.
G_3	: Berat pipa gas asap.
G_4	: Berat appendage.
H	: Tinggi cerobong.
H_p	: Luas total bidang pemanas ketel.
h_u	: Enthalpi uap jenuh pada 15 bar.
i_{th}	: Enthalpi gas asap pada temperatur ruang bakar.

i_y	: Jari-jari girasi.
K	: Kalor yang dibebaskan dalam rangka bakar.
K_{CO}	: Fraksi volume gas CO dalam gas asap.
K_{H_2}	: Fraksi volume gas H_2 dalam gas asap.
K_s	: Kekuatan bahan.
K_{III}	: Koefisien perpindahan panas total pada B.P. III.
K_m	: Koefisien kerugian minor pemasukan dan pengeluaran aliran gas asap.
L_K	: Panjang silinder ketel.
L_k	: Panjang tekukan bebas.
L_p	: Panjang pipa gas asap.
L_Q	: Panjang batang penyangga.
L_s	: Laju pemakaian udara sebenarnya.
LMTD II	: Perbedaan temperatur rata-rata logaritmis pada bidang pemanas II.
l_n	: Panjang efektif las.
M_Z	: Momen lentur pada bidang YZ.
$M_{\theta_{rII}}$: Laju produksi gas asap pada temperatur θ_{rII} .
NPA	: Nilai pembakaran atas.
NPB	: Nilai pembakaran bawah.
n	: Jumlah ketel.
P	: Tekanan uap.
P_{H_2O}	: Tekanan parsial uap air pada gas asap.
Q_{BB}	: Kalor pembakaran bahan bakar.
Q_u	: Kalor penguapan.
Q_P	: Beban pada batang penyangga.
Q_I	: Perpindahan panas pada bidang pemanas I.
Q_{II}	: Perpindahan panas pada bidang pemanas II.

q_B	: Beban ruang bakar.
q_{RB}	: Beban rangka bakar.
R	: Radius ekuivalen.
R_e	: Bilangan Reynold.
S	: Tebal silinder ketel.
S_F	: Faktor keamanan.
SN	: Faktor keamanan.
S_p	: Tebal pipa gas asap.
S_{pp}	: Tebal pipa penahan.
V_B	: Volume ruang bakar
V	: Volume gas asap.
V_A	: Volume spesifik gas asap.
V_C	: Kecepatan gas asap melalui cerobong.
V_p	: Kecepatan gas asap pada pipa api.
V_r	: Kecepatan gas asap lewat sela-sela rangka bakar.
V_s	: Kualitas sambungan.
V_u	: Kecepatan udara menembus timbunan bahan bakar.
W_b	: Section modulus.
W_{oII}	: Kecepatan gas asap pada saluran gas asap
W_{oIII}	: Kecepatan gas asap pada pipa gas asap
Z	: Jumlah pipa penahan
Z_1	: Jumlah pipa penahan
α_{CO_2}	: Koefisien perpindahan panas radiasi gas CO_2 pada B.P.II.
α_{2k}	: Koefisien perpindahan panas konveksi pada B.P.II.
α_{2R}	: Koefisien perpindahan panas radiasi pada B.P.II.
α_{3CO_2}	: Koefisien perindahan panas radiasi gas CO_2 pada bidang pemanas III.

α_{H_2O}	: Koefisien perpindahan panas radiasi gas H ₂ O pada bidang pemanas III
α_{3k}	: Koefisien perpindahan panas konveksi pada bidang pemanas III.
β	: Sudut permukaan air.
γ	: Kelembaban jenis.
ΔP_G	: Perbedaan tekanan oleh tarikan cerobong.
ΔP_C	: Kerugian tekanan pada cerobong asap.
ΔP_m	: Kerugian tekanan minor.
ΔP_p	: Kerugian tekanan pada pipa gas asap.
ΔP_r	: Kerugian tekanan pada timbunan bahan bakar.
$\Delta \theta_{IIk}$: Selisih temperatur gas asap dan air ketel pada seksi keluar B.P.II.
$\Delta \theta_{II m}$: Selisih temperatur gas asap dan ketel pada seksi masuk B.P.II.
ε	: Kelebihan udara.
ε_p	: Kekasaran permukaan rata-rata.
ε_r	: Volume porositas/volume bed.
η_k	: Efisiensi ketel.
λ	: Koefisien perpindahan panas konduksi.
μ_G	: Viskositas gas asap.
μ_L	: Viskositas udara sekeliling.
v	: Faktor yang tergantung jenis las.
v_2	: Faktor yang tergantung kualitas.
ρ	: Tegangan pada las.
ρ_G	: Massa jenis gas asap pada temperatur θ_{rc}
ρ_L	: Massa jenis udara luar pada temperatur θ_L .
ρ_{OG}	: Massa jenis gas asap pada keadaan normal

ρ_{OL}	: Masa jenis udara luar pada keadaan normal, (0 °C & 760 mm Hg).
ρ_a	: Masa jenis udara kering.
ρ_{st}	: Masa jenis baja.
ρ_{zull}	: Kekuatan bahan yang diijinkan.
σ	: Kekuatan bahan.
σ_A	: Kerugian gas asap keluar cerobong.
σ_B	: Kekuatan bahan.
σ_{BZ}	: Tegangan akibat momen lentur M_Z .
σ_s	: Kerugian bahan bakar tak terbakar karena ikut slag.
σ_b	: Kerugian panas tak terhitung.
σ_{st}	: Kerugian pancaran.
σ_u	: Kerugian pembakaran.
σ_u^I	: Kerugian panas karena bahan bakar tidak ikut terbakar.
σ_{zull}	: Kekuatan bahan yang diijinkan.
θ_L	: Temperatur udara luar.
θ_a	: Temperatur akhir api.
θ_{uc}	: Temperatur gas asap keluar cerobong.
θ_{mc}	: Temperatur gas asap masuk cerobong.
θ_{rc}	: Temperatur rata-rata gas asap pada cerobong.
θ_{rII}	: Temperatur rata-rata gas asap pada B.P.II.
θ_s	: Temperatur slag.
θ_{1k}	: Temperatur gas asap keluar bidang pemanas II.
θ_{1m}	: Temperatur gas asap masuk bidang pemanas II.
θ_{2k}	: Temperatur air ketel keluar bidang pemanas II.
θ_{2m}	: Temperatur air ketel masuk bidang pemanas II.

- θ_{3k} : Temperatur gas asap keluar bidang pemanas III.
 θ_{3m} : Temperatur gas asap masuk bidang pemanas III.
 θ_{4k} : Temperatur air ketel keluar bidang pemanas III.
 θ_{4m} : Temperatur air ketel masuk bidang pemanas III.

LAMPIRAN PERBAIKAN

Dr.
34-21

Temperatur gas asap masuk bidang pemanas III = 740 °C

Temperatur gas asap keluar bidang pemanas III = 300 °C

$$\begin{aligned}\text{Temperatur rata-rata} &= \frac{740 + 300}{2} \\ &= 520 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ &= 793 \text{ K}\end{aligned}$$

Dari tabel (Frank P. Incorpera halaman 767 ÷ 779)
didapat besaran untuk gas asap pada temperatur 793 K,
yaitu :

- Masa jenis (ρ) = 0,5244 kg/m³
- Nilai viskositas (μ) = 33,408 . 10⁻⁶ kg/m.s
- Nilai konduktifitas termal gas (k) = 0,0755 w/m°C
- Nilai Prandtl Number (Pr) = 0,9783
- Kapasitas panas gas (Cp) = 1,396 kJ/kg K
- Volume jenis = 0,4245 kg/m³

Air pada tekanan 15 bar absolut, bertemperatur 198,125 °C
mempunyai :

- Kapasitas panas (Cp) = 1,982 kJ/kg K
- Nilai viskositas (μ_w) = 22,69094 . 10⁻⁶ kg/ms

Konduktifitass bahan pipa (k_b) = 54 w/m K

$$\Delta T_m = \text{LMTD}_{\text{III}} = 263,113 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Dari persamaan kecepatan aliran fluida (V) adalah

$$\begin{aligned}&= \frac{\text{Debit}}{\text{Luas}} \\ &= \frac{M}{n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2} \quad \text{(Referensi 2 halaman 8 - 3)}\end{aligned}$$

dimana :

M = jumlah produksi gas asap hasil pembakaran

n = jumlah pipa api

D = diameter pipa

Reynold Number (Re),

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

Angka Nusselt (Nu),

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

(Referensi 6 halaman 254)

Persamaan untuk mencari koefisien perpindahan panas secara konveksi (Hi),

$$Hi = \frac{k \cdot Nu}{D} \quad (\text{Referensi 6 halaman 260})$$

dimana,

Hi = koefisien perpindahan panas konveksi

k = koefisien perpindahan konduksi gas

μ = nilai viskositas gas asap

μ_w = nilai viskositas air

ρ = massa jenis gas asap

Nu = angka Nusselt

Pr = angka Prandtl

V = kecepatan aliran gas asap

Sehingga didapat :

$$h_i = \frac{k}{D} \left(0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \right)$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left\{ A_i \cdot \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \right\} / 2 \cdot \pi \cdot k_b \cdot L + \frac{1}{h_o \cdot A_o}}$$

dimana ;

A_i = luas penampang sisi dalam dari pipa

U_i = koefisien perpindahan panas menyeluruh

A_o = luas penampang sisi luar dari pipa

h_o = koefisien perpindahan konveksi air ke pipa api

r_o = jari-jari luar pipa api

r_i = jari-jari dalam pipa

k_b = koefisien perpindahan konduksi dari bahan pipa

Karena kecepatan uap dalam ketel sangat kecil, maka harga

$\frac{1}{h_o} \ll \frac{1}{h_i}$, sehingga harga $\frac{1}{h_o \cdot A_o}$ dapat diabaikan.

Koefisien perpindahan konduksi bahan pipa (k_b) = 54 w/mK

$$Q = U_i \cdot A_i \cdot F \cdot \Delta T_m$$

(Referensi 6 persamaan 10-13)

dimana F = faktor koreksi

= 1,0 untuk pendidihan

Q_{III} = kalor yang harus diserap di bidang pemanas III

= 649819,033 kCal/jam

Dengan cara coba-coba memasukkan harga diameter sesuai standard pipa (Referensi 2 halaman 8 - 14), akan didapat besar kalor yang dipindahkan (Q).

Untuk tahap akhir akan didapat Q mendekati Q_{III} .

Coba pertama :

Scedule No 40

Nominal pipe = 1 inchi

Diameter dalam (Di) = 1,049 inchi

= 0,0266 m

Diameter luar (Do) = 1,315 inchi

= 0,0334 m

n = 60

L = 6 m

Debit gas asap = 4601,571 m³/jam

Maka :

$$Q = A \cdot V$$

$$\begin{aligned} V &= \frac{Q}{n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot Di^2 \cdot 3600} \\ &= \frac{4601,571}{(60) \left(\frac{\pi}{4} \right) (0,0266)^2 (3600)} \\ &= 38,226 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Reynold Number (Re),

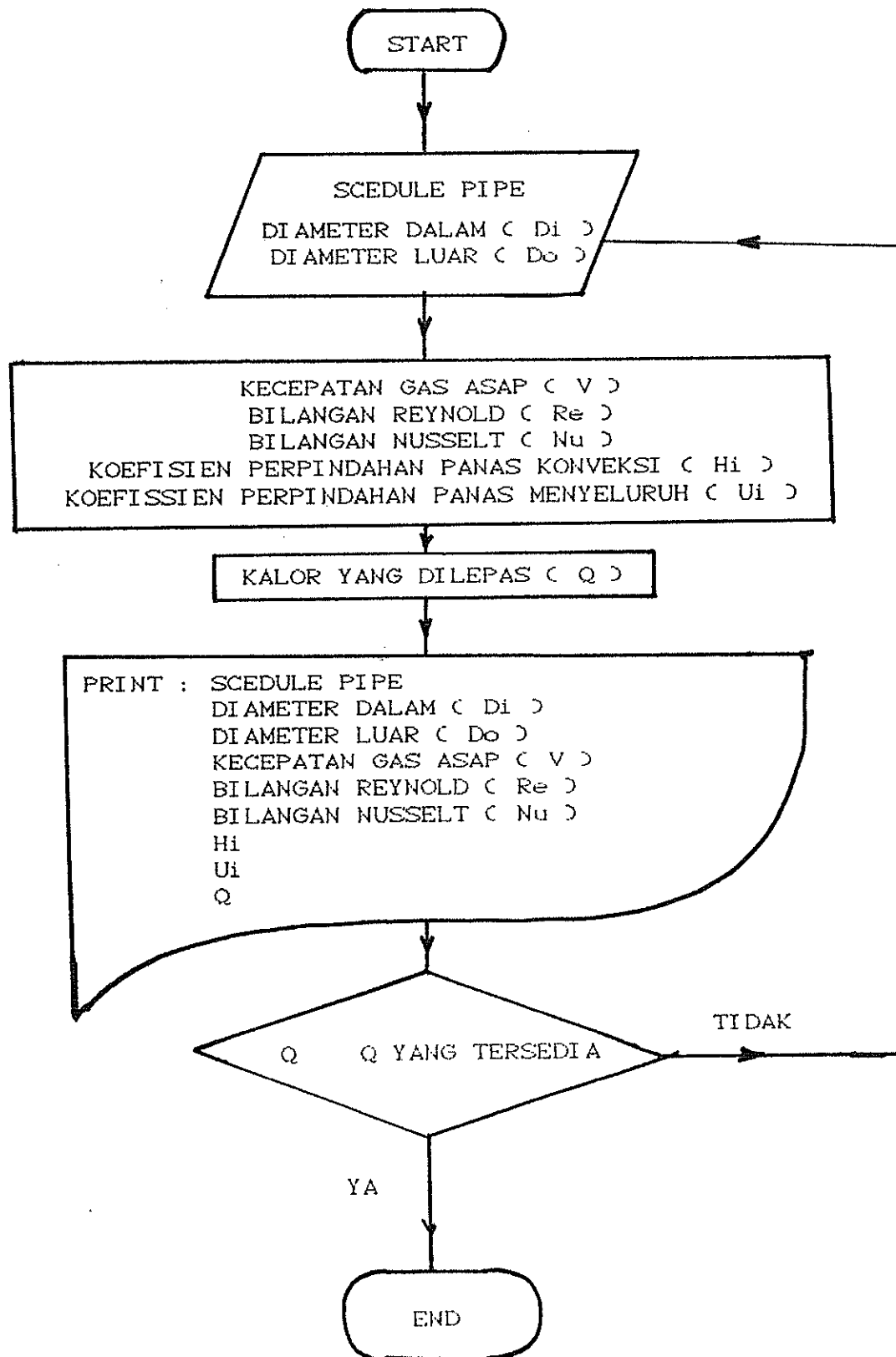
$$\begin{aligned} Re &= \frac{\rho \cdot V \cdot Di}{\mu} \\ &= \frac{(0,5244) (38,226) (0,0266)}{(33,408 \cdot 10^{-6})} \\ &= 15987,69 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 H_i &= \frac{k \cdot Nu}{D_i} \\
 &= \frac{(0,0755)(65,273)}{(0,0266)} \\
 &= 184,958 \text{ kCal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U_i &= \frac{1}{\frac{1}{(184,958)} + \frac{(\pi)(6)(0,0266) \cdot \ln(0,0334/0,026)}{(2)(\pi)(54)(6)}} \\
 &= 184,9 \text{ kCal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q &= U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_m \\
 &= (184,9)(\pi)(0,0266)(6)(60)(263,113) \\
 &= 1465741 \text{ kCal}
 \end{aligned}$$

Selanjutnya, coba-coba berikutnya dapat dimasukkan lewat program basica.



```

0 CLS :CLEAR
10 INPUT "SCHEDULE PIPE = " ;S$
20 ' TRIAL AND ERROR dalam pemilihan pipa dengan menyesuaikan dengan KALOR
   yang tersedia
0 INPUT "Diameter Dalam (inchi) = " ;DI
10 INPUT "Diameter Luar (inchi) = " ;DO
20 DI=DI*.0254
30 DO=DO*.0254
40 N=60 'jumlah pipa
50 L=6 'panjang pipa
60 M=4601.571 'Laju aliran masa
70 'Kecepatan Gas Asap (V)
80 V= M / (N*3.14/4 * DI^2 * 3600)
90 RHO=.5244
100 MYU=3.3408E-05
110 RE= RHO * V * DI / MYU 'bilangan Reynold
120 PR=.9783
130 MYUW=2.269094E-05
140 NU= .027*RE^(.8) * PR^(1/3) * (MYU/MYUW)^(.14) 'angka Nusselt
150 KG= .0755 'konduktivitas gas asap
160 HI= KG * NU / DI
170 KP= 54 'konduktivitas pipa
180 RO= DO/2
190 RI= DI/2
200 UI= 1 / ((1/HI) + (DI * LN(RO/RI)/2/KP)) 'koef. PP menyeluruh
210 LMTD= 263.113
220 Q = UI * 3.14*DI*L*N * LMTD 'jumlah kalor
230 CLS
240 LPRINT " JENIS PIPA : SCHEDULE NO ";S$
250 LPRINT " -----"
260 LPRINT
270 LPRINT " DIAMETER DALAM = ";DI ;" meter"
280 LPRINT " DIAMETER LUAR = ";DO ;" meter"
290 LPRINT " KEC. GAS ASAP = ";V ;" m/detik"
300 LPRINT " BIL. REYNOLD = ";RE
310 LPRINT " BIL. NUSSALT = ";NU
320 LPRINT " Hi = ";HI ;" kcal/m2 h C"
330 LPRINT " Ui = ";UI ;" kcal/m2 h C"
340 LPRINT " Q = ";Q ;" kcal"
350 PRINT
360 INPUT "DIULANG LAGI (Y/T)";L$
370 IF L$="T" OR L$="t" THEN 430
380 GOTO 20
390 END

```


JENIS PIPA : SCHEDULE NO 40

DIAMETER DALAM = .0266446 meter
DIAMETER LUAR = .033401 meter
KEC. GAS ASAP = 38.22648 m/detik
BIL. REYNOLD = 15987.69
BIL. NUSSELT = 65.27335
Hi = 184.9582 kcal/m² h C
Ui = 184.9582 kcal/m² h C
Q = 1465741 kcal

JENIS PIPA : SCHEDULE NO 40

DIAMETER DALAM = .035052 meter
DIAMETER LUAR = .042164 meter
KEC. GAS ASAP = 22.08804 m/detik
BIL. REYNOLD = 12152.96
BIL. NUSSELT = 52.41471
Hi = 112.8983 kcal/m² h C
Ui = 112.8983 kcal/m² h C
Q = 1176995 kcal

JENIS PIPA : SCHEDULE NO 40

DIAMETER DALAM = .040894 meter
DIAMETER LUAR = .04826 meter
KEC. GAS ASAP = 16.22794 m/detik
BIL. REYNOLD = 10416.82
BIL. NUSSELT = 46.33357
Hi = 85.54272 kcal/m² h C
Ui = 85.54272 kcal/m² h C
Q = 1040440 kcal

JENIS PIPA : SCHEDULE NO 40

DIAMETER DALAM = .0525018 meter
DIAMETER LUAR = .060325 meter
KEC. GAS ASAP = 9.845422 m/detik
BIL. REYNOLD = 8113.733
BIL. NUSSELT = 37.93884
Hi = 54.5578 kcal/m² h C
Ui = 54.5578 kcal/m² h C
Q = 851933.1 kcal

JENIS PIPA : SCHEDULE NO 40

DIAMETER DALAM = .0525018 meter
DIAMETER LUAR = .05969 meter
KEC. GAS ASAP = 9.845422 m/detik
BIL. REYNOLD = 8113.733
BIL. NUSSELT = 37.93884
Hi = 54.5578 kcal/m² h C
Ui = 54.5578 kcal/m² h C
Q = 851933.1 kcal

JENIS PIPA : SCHEDULE NO 40

DIAMETER DALAM = .0627126 meter
DIAMETER LUAR = .072898 meter
KEC. GAS ASAP = 6.900381 m/detik
BIL. REYNOLD = 6792.663
BIL. NUSSELT = 32.91086
Hi = 39.62154 kcal/m² h C
Ui = 39.62154 kcal/m² h C
Q = 739027.6 kcal

JENIS PIPA : SCHEDULE NO 40

DIAMETER DALAM = .0762 meter
DIAMETER LUAR = .0889 meter
KEC. GAS ASAP = 4.673828 m/detik
BIL. REYNOLD = 5590.362
BIL. NUSSELT = 28.16173
Hi = 27.90303 kcal/m² h C
Ui = 27.90303 kcal/m² h C
Q = 632383.9 kcal

JENIS PIPA : SCHEDULE NO 40

DIAMETER DALAM = .0901192 meter
DIAMETER LUAR = .1016 meter
KEC. GAS ASAP = 3.341551 m/detik
BIL. REYNOLD = 4726.913
BIL. NUSSELT = 24.62461
Hi = 20.62999 kcal/m² h C
Ui = 20.62999 kcal/m² h C
Q = 552956.3 kcal

APPENDIX

Standard Baja Profil

(referensi 12)

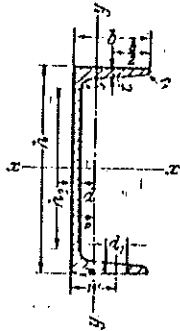
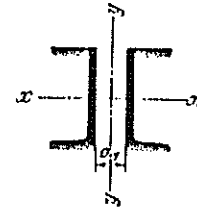


Table 5/35. \square Steel
Usual lengths = 4 to 15 m
Scope of the inner surface of flange
= 8% for sizes $\leq \square 30$
= 5% for sizes $> \square 30$
Except for $\square 38$ (slope 2°)
 a_1 = Distance between webs of two sections for which both the principal moments of inertia are same and equal to $2J_y$
 e = Distance of the centre of gravity axis
x-x



Profile factor $k_1 = I^2/J \approx 7$

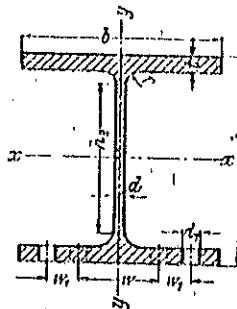
Designation	Dimensions mm						I	G	In the axis of bending						e	a ₁	For the flange holes DIN 997 (April 1977)		Designation	
	h	b	d	t = r	r ₁	h ₂			x-x			y-y					d ₁	t _e		
									J _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	J _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm						
□	□-Steel to DIN 1026, sheet 1 (July 1940*)																			□
(3)	30	33	5	7	3,5	—	5,44	4,27	6,39	4,26	1,08	5,33	2,68	0,99	1,31	—	—	—	(3)	
4	40	35	5	7	3,5	—	6,21	4,87	14,1	7,05	1,50	6,68	3,08	1,04	1,33	—	11	20	4	
5	50	38	5	7	3,5	—	7,12	5,59	26,4	10,6	1,92	9,12	3,75	1,13	1,37	4	11	20	5	
6 1/2	65	42	5,5	7,5	4	—	9,03	7,09	57,5	17,7	2,52	14,1	5,07	1,25	1,42	16	11	25	6 1/2	
8	80	45	6	8	4	45	11,0	8,64	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	1,45	28	14	25	8	
10	100	50	6	8,5	4,5	65	13,5	10,6	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	1,55	42	14	30	10	
12	120	55	7	9	4,5	80	17,0	13,4	364	60,7	4,62	43,2	11,1	1,59	1,60	56	17	30	12	
14	140	60	7	10	5	100	20,4	16,0	605	86,4	5,45	62,7	14,8	1,75	1,75	70	17	35	14	
16	160	65	7,5	10,5	5,5	110	24,0	18,8	925	116	6,21	85,3	18,3	1,89	1,84	82	20	36	16	
18	180	70	8	11	5,5	130	28,0	22,0	1350	150	6,95	114	22,4	2,02	1,92	96	20	40	18	
20	200	75	8,5	11,5	6	150	32,2	25,3	1910	191	7,70	148	27,0	2,14	2,01	108	23	40	20	
22	220	80	9	12,5	6,5	160	37,4	29,4	2690	245	8,48	197	33,6	2,30	2,14	122	23	45	22	
24	240	85	9,5	13	6,5	180	42,3	33,2	3600	300	9,22	248	39,6	2,42	2,23	134	26	45	24	
26	260	90	10	14	7	200	48,3	37,9	4820	371	9,99	317	47,7	2,56	2,36	146	26	50	26	
(28)	280	95	10	15	7,5	220	53,3	41,8	6280	448	10,9	399	57,2	2,74	2,53	160	26	50	(28)	
30	300	100	10	16	8	240	58,8	46,2	8030	535	11,7	495	67,8	2,90	2,70	174	26	55	30	
(32)	320	100	14	17,5	8,75	240	75,8	59,5	10870	679	12,1	597	80,6	2,81	2,60	182	26	55	(32)	
35	350	100	14	16	8	280	77,3	60,6	12840	734	12,9	570	75,0	2,72	2,40	204	26	55	35	
(38)	381	102	13,34	16	11,2	310	79,7	62,6	15730	826	14,1	613	78,4	2,78	2,35	230	26	55	(38)	
40	400	110	14	18	9	320	91,5	71,8	20350	1020	14,9	846	102	3,04	2,65	240	26	60	40	
□	□-Steel for the steel lattice constructions, to DIN 1026, sheet 1 (July 1940*)																			□
F 14	140	40	4	6	3	110	9,9	7,78	285	40,6	5,30	12,5	4,21	1,12	1,02	—	11	22	F 14	
□W	□-Steel for wagon building, to DIN 1026, sheet 2 (July 1940*)																			□W
76	76	55	10	11,15	5,6	—	17,6	13,8	142	37,3	2,84	45,1	12,7	1,60	1,95	8	—	—	76	
55	55	30	8	8	4	—	11,5	9,02	97	21,2	2,91	18,2	4,90	1,26	1,25	28	—	—	55	
(80 30 50)	80	30	8	8	4	—	11,5	9,02	97	21,2	2,91	18,2	4,90	1,26	1,25	28	—	—	(80 30 50)	
91,5	91,5	26,5	8,5	10,7	5,35	—	11,8	9,27	119	26,0	3,18	5,40	3,00	0,68	0,85	45	—	—	91,5	
26,5	26,5	26,5	8,5	10,7	5,35	—	11,8	9,27	119	26,0	3,18	5,40	3,00	0,68	0,85	45	—	—	26,5	
105	105	65	8	8	4	70	17,3	13,6	287	54,7	4,07	61,2	13,2	1,88	1,88	36	—	—	105	
65	65	60	8	8	4	110	19,8	15,6	585	80,7	5,43	53,6	11,9	1,65	1,50	74	—	—	65	
145	145	60	8	8	4	110	19,8	15,6	585	80,7	5,43	53,6	11,9	1,65	1,50	74	—	—	145	
60	60	60	8	8	4	110	19,8	15,6	585	80,7	5,43	53,6	11,9	1,65	1,50	74	—	—	60	
235	235	90	10	12	6	180	42,4	33,3	3430	292	9,00	272	40,5	2,53	2,28	128	—	—	235	
90	90	90	10	12	6	180	42,4	33,3	3430	292	9,00	272	40,5	2,53	2,28	128	—	—	90	
300	300	75	10	10	5	240	42,8	33,6	4930	328	10,7	145	24,2	1,84	1,50	182	—	—	300	
75	75	75	10	10	5	240	42,8	33,6	4930	328	10,7	145	24,2	1,84	1,50	182	—	—	75	
(300 78)	300	78	10	13	6,5	240	47,6	37,4	5860	393	11,1	209	34,7	2,10	1,80	182	—	—	(300 78)	

Sizes within the brackets are not preferred.

Standard Baja Profil

(referensi 12)

Table 5/37. Broad flange and parallel flange I- steel
(P girder)
Usual lengths 4 to 15 m
(can be delivered up to 25 m and more with prior notice)



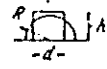
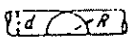
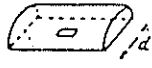

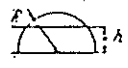
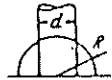
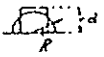

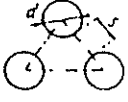
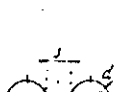
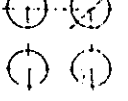
$b = h$ for profile \leq I P 30
 $b = 300$ mm for profile \geq I P 30

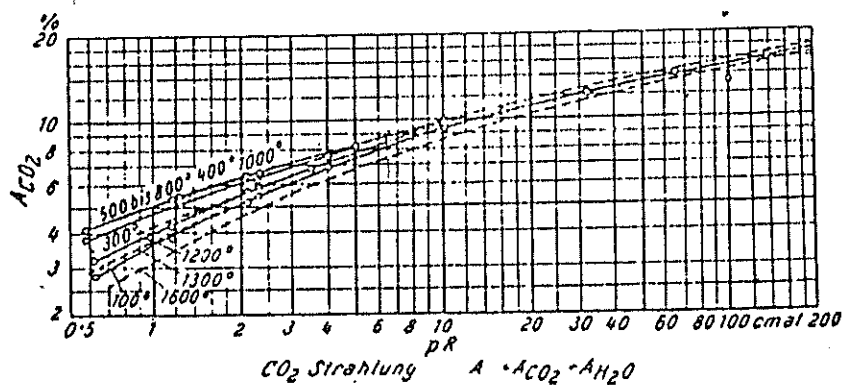
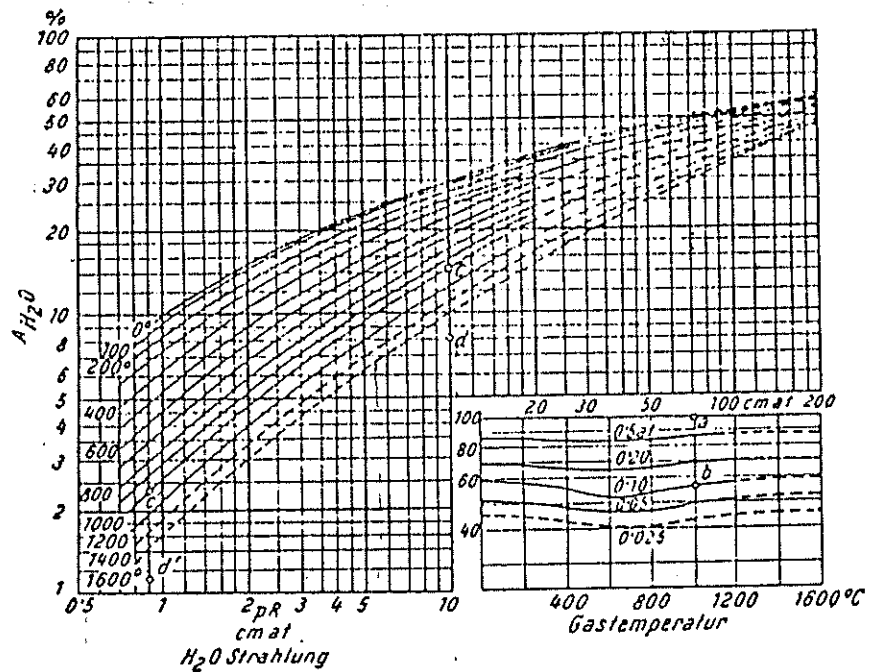
Designation	Dimensions in mm						cm ³	kg/m	For the axis of bending						For the axis of bending			Designation
	h	b	d	t	r	h ₁			x — x			y — y			DIN 996 (April 1927)			
									J _x cm ⁴	I _x cm ³	i _x cm	J _y cm ⁴	I _y cm ³	i _y cm	a ₁ mm	w mm	w ₁ mm	
I P	Broad flange and parallel flange I steel to DIN 1025, sheet 2 (July 1940*)																	I P
(10)	100	100	6,5	10	10	60	26,1	20,5	447	89,3	4,14	167	33,4	2,53	17	51	---	(10)
12	120	120	8	11	11	76	34,6	27,2	852	142	4,96	276	46,0	2,82	17	64	---	12
14	140	140	8	12	12	85	44,1	34,6	1520	217	5,87	550	78,0	3,53	20	80	---	14
18	180	180	9	14	14	120	65,8	51,6	3830	426	7,03	1300	151	4,55	26	100	---	18
20	200	200	10	16	16	140	82,7	64,9	5950	595	8,48	2140	214	5,08	26	110	---	20
22	220	220	10	16	16	160	91,1	71,5	8050	732	9,37	2840	258	5,50	26	120	---	22
24	240	240	11	18	17	170	111	87,4	11090	974	10,3	4160	346	6,11	26	90	36	24
26	260	260	11	18	17	190	121	94,8	15050	1160	11,2	5280	460	6,61	26	100	40	26
28	280	280	12	20	18	200	144	113	20720	1480	12,0	7320	523	7,14	26	110	45	28
30	300	300	12	20	18	220	154	121	25760	1720	12,9	8010	600	7,65	26	120	50	30
32	320	300	13	22	20	230	171	136	32250	2020	13,7	9910	661	7,80	26	120	50	32
34	340	300	13	22	20	250	174	137	36040	2170	14,6	9910	661	7,55	26	120	50	34
36	360	300	14	24	21	270	192	150	46120	2510	15,3	10810	721	7,51	26	120	50	36
38	380	300	14	24	21	290	194	153	50950	2680	16,2	10810	721	7,46	26	120	50	38
40	400	300	14	26	21	300	209	164	60840	3030	17,0	11710	781	7,49	26	120	50	40
(42½)	425	300	14	26	21	330	212	166	69480	3270	18,1	11710	781	7,43	26	120	50	(42½)
45	450	300	15	28	23	350	232	182	84220	3740	19,0	12620	841	7,38	26	120	50	45
(47½)	475	300	15	28	23	370	235	185	95120	4010	20,1	12620	841	7,32	26	120	50	(47½)
50	500	300	16	30	24	390	255	200	113200	4530	21,0	13530	902	7,28	26	120	50	50
55	550	300	16	30	24	440	263	207	140300	5100	23,1	13530	902	7,17	26	120	50	55
60	600	300	17	32	26	480	289	227	180800	6030	25,0	14440	962	7,07	26	120	50	60
65	650	300	17	32	26	530	297	234	216800	6670	27,0	14440	962	6,97	26	120	50	65
70	700	300	18	34	27	580	324	254	270300	7720	28,9	15350	1020	6,88	26	120	50	70
(75)	750	300	18	34	27	630	333	261	316300	8430	30,8	15350	1020	6,79	26	120	50	(75)
80	800	300	18	34	27	680	342	268	366100	9160	32,7	15350	1020	6,70	26	120	50	80
90	900	300	19	36	30	770	381	299	506000	11260	36,4	16270	1080	6,53	26	120	50	90
(95)	950	300	19	36	30	820	391	307	573000	12060	38,3	16270	1080	6,45	26	120	50	(95)
100	1000	300	19	36	30	870	470	314	644700	12900	40,1	16280	1080	6,37	26	120	50	100

Sizes within the brackets are not preferred.

Radius ekivalen

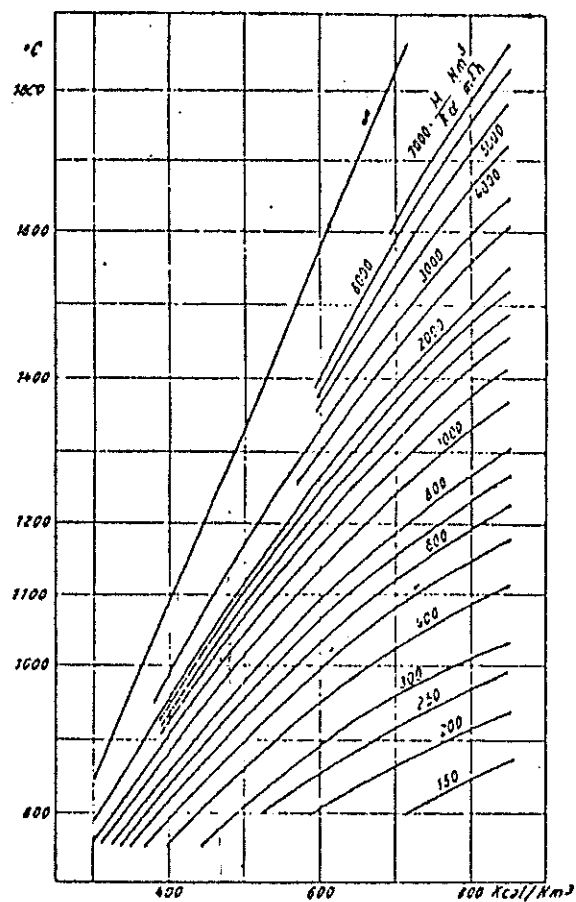
(referensi 10)

Form des Gaskörpers	Abbildungen	Strahlungsdichte bezogen auf	Gleichwertiger Radius R
Kreiszylinder $h = d$		Mitte Grundfläche	$R = 0.57 \cdot d$
Kreiszylinder $h = \infty$		Mantel	$R = 0.95 \cdot d$
Halbkreiszylinder $h = \infty$		Mitte ebener Begrenzungsfläche	$R = 0.63 \cdot d$
Kugel		Mantel	$R = 0.65 \cdot d$
Schicht zwischen zwei unbegrenzten parallelen Ebenen		Begrenzungsebene	$R = 1.5 \cdot h$
Kreiszylinder $h = \infty$		Mitte Grundfläche	$R = 0.9 \cdot d$
Würfel		Gesamte Würfelfläche	$R = 0.66 \cdot a$
Quader		Gesamte Grundfläche	$R = 1.3 \cdot a$
Rohrbündel $s = d$ $s = 2d$ $s = d$		Gesamte Rohroberfläche	$R = 3.8$
		Gesamte Rohroberfläche	$R = 3.8 \cdot s$
		Gesamte Rohroberfläche	$R = 3.5 \cdot s$



Sumber : Referensi 10 halaman 209.

Derajat kehitaman gas H_2O dan derajat kehitaman gas CO_2 .

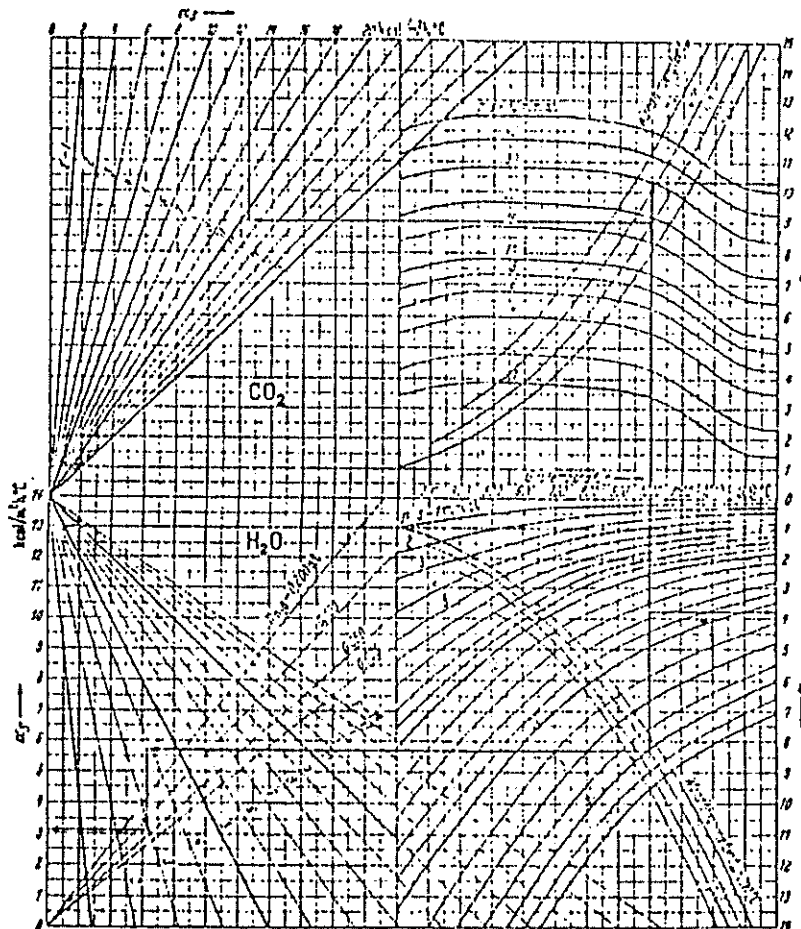


Sumber : Referensi 10 halaman 213.

Untuk menentukan temperatur api pada pembakaran.

Absis : enthalpi

Ordinat : temperatur akhir api.



Sumber : Referensi 10 hal 200.

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas
karena pancaran gas CO_2 dan gas H_2O .

Standard pipa

(referensi 6)

Ukuran Nominal pipa in	Diameter- luar in	Schedule no.	Tebal dinding in	Diameter dalam in	Luas penam- pang logam in ²	Luas penam- pang dalam ft ²
1/8	0,405	40	0,068	0,269	0,072	0,00040
		80	0,095	0,216	0,093	0,00025
1/4	0,540	40	0,088	0,364	0,125	0,00072
		80	0,119	0,302	0,157	0,00050
3/8	0,675	40	0,091	0,493	0,167	0,00133
		80	0,126	0,423	0,217	0,00098
1/2	0,840	40	0,109	0,622	0,250	0,00211
		80	0,147	0,546	0,320	0,00163
3/4	1,050	40	0,113	0,824	0,333	0,00371
		80	0,154	0,742	0,433	0,00300
1	1,315	40	0,133	1,049	0,494	0,00600
		80	0,179	0,957	0,639	0,00499
1 1/4	1,900	40	0,145	1,610	0,799	0,01414
		80	0,200	1,500	1,068	0,01225
2	2,375	160	0,281	1,338	1,429	0,00976
		40	0,154	2,067	1,075	0,02330
3	3,500	80	0,218	1,939	1,477	0,02050
		40	0,216	3,099	2,228	0,05130
4	4,500	80	0,300	2,900	3,016	0,04587
		40	0,237	4,000	3,173	0,08840
5	5,563	80	0,337	3,826	3,407	0,07956
		40	0,258	5,047	4,304	0,1390
6	6,625	80	0,375	4,813	6,112	0,1263
		120	0,500	4,563	7,953	0,1136
8	8,625	160	0,625	4,313	9,696	0,1015
		40	0,280	6,065	5,584	0,2006
10	10,75	80	0,432	5,761	8,405	0,1810
		40	0,365	10,020	11,90	0,5475
		80	0,500	9,750	16,10	0,5185

Diagram Moody

(referensi 1)

